



**TUGAS AKHIR - TM 145648**

## **RANCANG BANGUN MESIN BENDING KAYU PINUS DENGAN RADIUS KELENGKUNGAN 100 cm**

**SRI WAHYUNI**  
NRP. 2113 039 010

**RIZKY DWI CAHYA**  
NRP. 2113 039 025

**Dosen Pembimbing**  
**Ir.Suhariyanto, MT**  
**Liza Rusdiyana, ST.MT**

**Instruktur Pembimbing**  
**Hendi Dermawan, S.Pd**

**JURUSAN D-3 TEKNIK MESIN DISNAKERTRANSDUK**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2016**



**FINAL PROJECT - TM 145648**

# **THE CONSTRUCTION DESIGN OF PINE WOOD BENDING MACHINE WITH 100 cm OF CURVATURE RADIUS**

**SRI WAHYUNI**  
NRP. 2113 039 010

**RIZKY DWI CAHYA**  
NRP. 2113 039 025

**Counsellar Lecturer**  
Ir.Suhariyanto, MT  
Liza Rusdiyana, ST.MT

**Counsellar Instructor**  
Hendi Dermawan, S.Pd

**DEPARTMENT OF D3 DISNAKERTRANSDUK MECHANICAL ENGINEERING**  
Fakulty of Industrial Engineering  
Institute Technology of Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016

**RANCANG BANGUN MESIN BENDING KAYU PINUS  
DENGAN RADIUS KELENGKUNGAN 100 cm**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya (A.Md)

pada

Program Studi Diploma III

Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**SRI WAHYUNI**

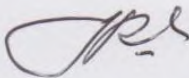
Nrp. 2113 039 010

**RIZKY DWI CAHYA**

Nrp. 2113 039 025

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

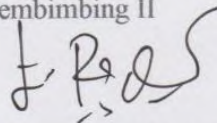
Pembimbing I



**Ir. Suhariyanto, MT**

NIP. 19620424 198903 1 005

Pembimbing II



**Liza Rusdiyana, ST. MT**

NIP. 19800517 201012 2 002

Instruktur Pembimbing



**Hendi Dermawan, S.Pd**

NIP. 19821213 201101 1 006



**SURABAYA  
September 2016**

## **RANCANG BANGUN MESIN BENDING KAYU PINUS DENGAN RADIUS KELENGKUNGAN 100 cm**

**Nama Mahasiswa** : 1. Sri Wahyuni  
2. Rizky Dwi Cahya  
**NRP** : 1. 2113 039 010  
2. 2113 039 025  
**Jurusan** : D3 Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. SUHARIYANTO, MT  
LIZA RUSDIYANA, ST. MT

### **Abstrak**

*UKM Empoe Kayoe adalah Usaha Kecil-Menengah yang bergerak di bidang pembuatan furniture, seperti kursi, meja, lemari dan lain sebagainya, dengan bahan utama kayu pinus. UKM tersebut memiliki keinginan untuk membuat furniture dengan bentuk lengkung agar furniture yang dijual semakin beragam dan menarik pembeli. Namun, pada umumnya industri kecil di Indonesia membuat bentuk lengkungan pada kayu dengan cara manual yaitu dengan menggunakan tenaga manusia, sehingga berdampak pada kecepatan produksi furniture.*

*Melalui tugas akhir ini, terciptalah mesin bending kayu pinus dengan radius lengkungan 100 cm. Mesin ini menggunakan motor AC sebagai penggerak utama. Daya dari motor AC kemudian ditransmisikan oleh komponen lain sehingga menaik-turunkan powerscrew melalui tuas penggerak yang kemudian menekan kayu hingga melengkung.*

*Dari hasil perancangan mesin yang telah dibuat, mesin bending kayu ini menggunakan motor AC dengan daya 1 HP yang ditransmisikan menuju belt and pulley, gearbox, bevel gear dan power screw dengan waktu total proses bending selama 89,5 detik.*

*Keywords: mesin bending kayu, motor AC, power screw*

# **THE CONSTRUCTION DESIGN OF PINE WOOD BENDING MACHINE WITH 100 cm OF CURVATURE RADIUS**

**Name** : 1. Sri Wahyuni  
2. Rizky Dwi Cahya  
**NRP** : 1. 2113 039 010  
2. 2113 039 025  
**Department** : D3 Disnakertransduk of  
Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Counselor Lecturer** : Ir. SUHARIYANTO, MT  
LIZA RUSDIYANA, ST. MT

## **Abstract**

*UKM Empoe Kayoe is Small-Medium Enterprises engaged in the manufacture of furniture, such as chairs, tables, cabinets, etc., with the main ingredient of pine wood. The UKM have the desire to create furniture with curved shapes that furniture sold more diverse and attract buyers. However, in general, small industry in Indonesia make an arch on the timber by manually, by using human power, so the impact on production speed of furniture.*

*Trough this project, created the bending machine of pine wood with 100 cm of curvature radius was design. The power of the AC motor is then transmitted by other components that up and down the powerscrew with cam starter which is then pressed into curved shape.*

*From the results of the design of machines that have been made, this bend machine of wood use AC motor with 1 HP of the power then transmitted to belt and pulley, gearbox, bevel gear and power screw with total time of the bend process until 89,5 second.*

*Keywords: wood bending machine, AC motors, power screw*

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN .....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>v</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>vi</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>viii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	<b>xii</b>

<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan .....	2
1.4 Manfaat.....	2
1.5 Batasan Masalah.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

<b>BAB II DASAR TEORI.....</b>	<b>5</b>
2.1 Kayu .....	5
2.1.1 Pengertian Kayu .....	5
2.1.2 Pallet.....	6
2.2 Proses Bending.....	7
2.3 Gaya pada Mesin Bending .....	8
2.4 Perhitungan pada Ulir Penggerak ( <i>Power Screw</i> ) .....	8
2.4.1 <i>Square Threads And Modified Threads</i> .....	9
2.4.2 Torsi pada Ulir Penggerak.....	10
2.4.3 Tegangan Bearing.....	12
2.4.4 Tegangan Bending.....	13
2.4.5 Tegangan Geser Maksimum.....	14
2.4.6 Tegangan Tarik atau Tegangan Kompresi.....	14
2.4.7 Tegangan Kombinasi.....	14
2.4.8 Menentukan Kekuatan Bahan.....	15
2.5 <i>Belt And Pulley</i> .....	16

2.5.1	Perencanaan Daya .....	16
2.5.2	Pemilihan Tipe <i>Belt</i> .....	18
2.5.3	Pemilihan dan Perhitungan Diameter .....	18
2.5.4	Perencanaan Panjang Belt .....	19
2.5.5	Kecepatan Keliling (Linier) <i>Pulley</i> .....	19
2.5.6	Menghitung Gaya-Gaya pada <i>Belt</i> .....	19
2.5.7	Sudut Kontak .....	20
2.5.8	Tegangan Maksimum <i>Belt</i> .....	21
2.5.9	Prediksi Umur <i>Belt</i> .....	22
2.6	<i>Bevel Gear</i> .....	23
2.6.1	Menghitung Jumlah Gigi .....	24
2.6.2	Menghitung Diameter <i>Pinion</i> dan <i>Gear</i> .....	24
2.6.3	Menghitung Gaya-Gaya pada Roda Gigi .....	25
2.6.4	Menghitung Lebar Gigi .....	26
2.6.5	Persamaan AGMA untuk Kekuatan Gigi .....	26
2.6.6	Persamaan AGMA untuk Keausan Gigi.....	30
2.8	<i>Gear Box (Reducer)</i> .....	35
2.8.1	Pengertian <i>Gear Box</i> .....	35
2.8.2	Fungsi dan Prinsip Kerja <i>Gear Box</i> .....	35
2.9	Motor AC .....	36
<b>BAB III METODOLOGI.....</b>		<b>39</b>
3.1	Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Bending Kayu .	39
3.2	Tahapan Proses Pembuatan Mesin Bending Kayu .....	40
3.3	Mekanisme Kerja Mesin Bending Kayu .....	42
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....</b>		<b>47</b>
4.1	Spesifikasi Material yang Digunakan.....	47
4.2	Perhitungan Gaya Bending.....	47
4.3	Perhitungan pada Ulir Penggerak ( <i>Power Screw</i> ) .....	48
4.3.1	Tegangan Bearing .....	52
4.3.2	Tegangan Bending .....	53
4.3.3	Menentukan Tegangan Geser Maksimum.....	53
4.3.4	Menentukan Tegangan Tarik atau Kompresi .....	53
4.3.5	Menentukan Tegangan Kombinasi.....	54

4.3.6 Menentukan Kekuatan Bahan .....	54
4.4 Perencanaan <i>Belt and Pulley</i> .....	55
4.4.1 Daya yang Ditransmisikan .....	55
4.4.2 Torsi pada <i>Belt</i> .....	56
4.4.3 Dasar Pemilihan <i>Belt</i> .....	56
4.4.4 Menghitung Diameter <i>Pulley</i> .....	57
4.4.5 Perencanaan Panjang <i>Belt</i> .....	57
4.4.6 Kecepatan Keliling atau Kecepatan Linier.....	57
4.4.7 Menghitung Gaya-Gaya <i>Belt</i> .....	58
4.4.8 Tegangan Maksimum Yang Terjadi Pada <i>Belt</i> .....	59
4.4.9 Prediksi Umur <i>Belt</i> .....	59
4.5 Perencanaan Rasio <i>Gearbox</i> .....	60
4.6 Perencanaan <i>Bevel Gear</i> .....	60
4.6.1 Menghitung Torsi .....	61
4.6.2 Menghitung Jumlah Gigi .....	61
4.6.3 Menghitung Diameter Gigi <i>Pinion</i> dan <i>Gear</i> .....	62
4.6.4 Menghitung Kecepatan Roda Gigi .....	62
4.6.5 Menghitung Gaya-Gaya pada Roda Gigi .....	63
4.6.6 Menghitung Lebar Gigi .....	63
4.6.7 Persamaan AGMA.....	64
4.6.7.1 Persamaan AGMA untuk Kekuatan Gigi	64
4.6.7.2 Persamaan AGMA untuk Keausan Gigi..	65
<b>BAB V PENUTUP</b> .....	67
5.1 Kesimpulan.....	67
5.2 Saran.....	67

## DAFTAR PUSTAKA

## LAMPIRAN



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Kayu .....	5
Gambar 2.2 Pallet Kayu .....	6
Gambar 2.3 Karakteristik Dimensi dan Tegangan Selama Bending.....	7
Gambar 2.4 Jenis-Jenis Bending Menurut Dies-Nya .....	8
Gambar 2.5 Ulir Segi Empat .....	9
Gambar 2.6 Kosntruksi Ulir Penggerak .....	10
Gambar 2.7 Diagram Gaya pada Ulir Penggerak .....	11
Gambar 2.8 Dimensi Dasar Ulir Penggerak .....	13
Gambar 2.9 Transmisi <i>Belt and Pulley</i> .....	16
Gambar 2.10 Bagian-Bagian Roda Gigi Kerucut.....	23
Gambar 2.11 Grafik Faktor Umur, $C_1$ .....	33
Gambar 2.12 Konstruksi Umum Motor Induksi Satu Fasa .....	34
Gambar 3.1 Diagram Alir Pembuatan Mesin Bending Kayu.....	39
Gambar 3.2 Mesin Bending Kayu .....	42
Gambar 3.3 Matras Bawah Diletakkan Diatas Penumpu .....	43
Gambar 3.4 Matras Atas Dipasang pada Punch atau Penekan ....	44
Gambar 3.5 Punch Menekan Kayu Hingga Melengkung.....	45
Gambar 3.6 Sebelum dan Sesudah Clamp Terpasang.....	45
Gambar 4.1 Penampang Belt.....	56

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perbandingan Parameter pada Kayu Pinus .....	6
Tabel 2.2 Ukuran Dasar Ulir dan Modifikasi Ulir Segi Empat.....	9
Tabel 2.3 Diameter Pule Kecil .....	18
Tabel 2.4 Koefisien Gesek (F) Antara <i>Belt</i> dan <i>Pulley</i> .....	20
Tabel 2.5 Sudut Kontak dan Panjang <i>Belt</i> .....	21
Tabel 2.6 Sistim Gigi ( <i>Tooth System</i> ).....	24
Tabel 2.7 Faktor Koreksi Beban Lebih, $K_o$ .....	27
Tabel 2.8 Faktor Umur, $K_L$ .....	29
Tabel 2.9 Faktor Keamanan, $K_R$ .....	29
Tabel 2.10 Faktor Keamanan, $K_R$ .....	30
Tabel 2.11 Faktor Keamanan ( <i>Factor Of Safety</i> ), $C_R$ .....	34

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Industri kayu skala kecil di Indonesia cukup banyak yang menggunakan komponen kayu dalam bentuk lengkung, seperti rangka sandaran kursi, lengan kursi, alat-alat olah raga, rangka perahu dan lain-lain. Komponen dalam bentuk lengkung tersebut sampai saat ini masih banyak dibentuk dengan cara dilengkung secara manual. Cara ini memiliki beberapa kelemahan seperti terjadinya lecet pada tangan, membutuhkan energi yang cukup besar dan keindahan orientasi serat kayu (Kollman and Cote, 1968). Cara lain yang lebih efisien adalah pelengkungan sortimen kayu secara mekanis dengan diawali perlakuan fisis atau kimia, atau kombinasi keduanya.

Pada sebuah Usaha Kecil dan Menengah di Sidoarjo “Empoe Kayoe” milik bapak Khafidz Fadli merupakan UKM yang baru saja berdiri dan berkembang. Beliau ingin memproduksi berbagai macam *furniture* dengan bentuk lengkung sebagai inovasi agar produk yang beliau jual mempunyai nilai jual yang lebih tinggi. Berawal dari perihal tersebut, maka bapak Khafidz Fadli ingin mempunyai mesin *bending* kayu.

Melihat adanya permasalahan diatas, telah dilakukan sebuah observasi serta penelitian untuk membantu masyarakat. Sehingga terciptalah suatu ide perencanaan dan pembuatan mesin khususnya “RANCANG BANGUN MESIN BENDING KAYU PINUS RADIUS DENGAN KELENGKUNGAN 100 cm” untuk membuat berbagai *furniture* seperti lemari, kursi dan meja.. Pelengkungan dapat dilakukan hanya dengan menarik tuas sehingga *power screw* akan turun dan melakukan proses bending pada kayu pinus. Sehingga nanti pada akhirnya proses pelengkungan kayu dapat dilakukan tanpa membutuhkan tenaga manusia yang besar.

## 1.2 Rumusan Masalah

Penulis membuat mesin *bending* kayu yang menggunakan sistem pelengkungan dengan sehingga membantu dalam proses pelengkungan kayu dan juga meminimalisasi waktu. Dengan tujuan tersebut maka kita mempunyai beberapa masalah yang keluar yaitu:

1. Bagaimana cara merancang mesin *bending* kayu?
2. Bagaimana menentukan besar gaya dan daya serta menghitung elemen-elemen mesin *bending* kayu yang digunakan?
3. Berapa waktu yang dibutuhkan untuk melengkungkan satu kayu pada mesin *bending* kayu?

## 1.3 Tujuan

Dengan mengacu latar belakang dan permasalahan diatas maka tujuan dari perancangan rancang bangun mesin *bending* kayu ini adalah sebagai berikut:

1. Mendapatkan desain mesin *bending* kayu yang tepat berdasarkan peninjauan dari teori-teori yang ada.
2. Untuk mengetahui berapa besar gaya dan daya serta elemen-elemen mesin pada mesin *bending* kayu.
3. Untuk mengetahui waktu dalam proses *bending* kayu sehingga dapat meningkatkan produktifitas.

## 1.4 Manfaat

Dengan adanya rancang bangun mesin *bending* kayu ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

1. Mahasiswa dapat secara langsung menerapkan ilmu yang didapat dari bangku perkuliahan sehingga diharapkan dapat bermanfaat bagi masyarakat.
2. Dengan menggunakan mesin *bending* kayu ini dapat menghemat waktu dan meningkatkan produktifitas *furniture*.

### 1.5 Batasan Masalah

Dalam perencanaan ini perlu adanya pembatasan permasalahan yang timbul supaya tidak terlalu meluas, antara lain:

1. Mesin ini digunakan khusus untuk proses pelengkungan (*bending*) kayu.
2. Proses *steam* dan *oven* tidak dibahas.
3. Jenis kayu yang digunakan adalah kayu pallet atau pinus dengan dimensi panjang 0,8 m, lebar 0,09 m dan tebal atau tinggi 0,015 m.
4. Rangka mesin atau *frame* dianggap kuat.
5. Getaran yang terjadi selama proses kerja tidak mempengaruhi proses pemesinan.
6. Sistem kelistrikan tidak dibahas lebih lanjut.
7. Perpindahan panas dari setiap proses tidak dibahas.
8. *Springback* tidak dibahas.

### 1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika yang dipakai dalam penulisan tugas akhir ini adalah:

#### BAB I Pendahuluan

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang masalah, batasan masalah, tujuan, dan sistematik penulisan Tugas Akhir.

#### BAB II Dasar Teori

Pada bab ini dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan mesin *bending* kayu.

#### BAB III Metodologi

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi perencanaan pembuatan mesin, diagram alir pembuatan alat dan proses mekanisme kerja mesin *bending* kayu.

#### BAB IV Perencanaan dan Perhitungan

Pada bab ini dijelaskan mengenai uraian perencanaan dan perhitungan daya *bending*, gaya serta elemen-elemen mesin yang dibutuhkan mesin *bending* kayu sampai menggerakkan mesin.

#### BAB V Kesimpulan

Pada bab ini dijelaskan tentang kesimpulan dari proses pembuatan mesin, hasil perhitungan komponen mesin *bending* kayu serta kualitas produk yang aktual.

## **BAB II**

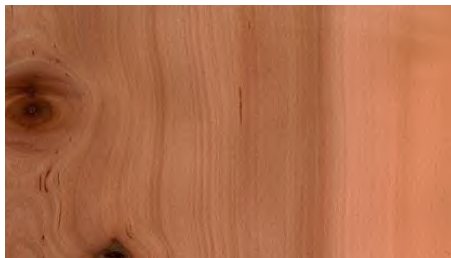
### **DASAR TEORI**

Dalam bab ini akan dibahas mengenai teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang melatarbelakangi perencanaan ini yang nantinya digunakan dalam perhitungan yang berdasarkan referensi yang meliputi perencanaan elemen mesin, yaitu kapasitas mesin yang digunakan, daya yang ditransmisikan, *gearbox*, *power screw*, *bevel gear*, *belt and pulley* dan daya motor yang digunakan pada mesin Bending kayu untuk proses melengkungkan kayu *furniture*.

#### **2.1 Kayu**

##### **2.1.1 Pengertian Kayu**

Kayu adalah bagian batang atau cabang serta ranting tumbuhan yang mengeras karena mengalami *lignifikasi* (pengayuan). Kayu digunakan untuk berbagai keperluan, mulai dari memasak, membuat perabot (meja, kursi), bahan bangunan (pintu, jendela, rangka atap), bahan kertas, dan banyak lagi. Kayu juga dapat dimanfaatkan sebagai hiasan-hiasan rumah tangga dan sebagainya. Penyebab terbentuknya kayu adalah akibat akumulasi selulosa dan lignin pada dinding sel berbagai jaringan di batang. Ilmu kayu (*wood science*) mempelajari berbagai aspek mengenai klasifikasi kayu serta sifat-sifat kimia, fisika, dan mekanika kayu dalam berbagai kondisi penanganan.



**Gambar 2.1 Serat Kayu**

*Sumber :wikipedia*

### 2.1.2 Pallet

*Pallet* adalah salah satu bagian dari *warehousing*. *Pallet* merupakan tempat untuk meletakkan barang-barang dengan tujuan memudahkan penyimpanan, perhitungan, dan transportasi. Material utama dari sebuah *pallet* biasanya terbuat dari kayu atau plastik. *Pallet* yang terbuat dari kayu salah satunya adalah dari kayu pinus. *Pallet* didesain dengan berbagai ukuran sesuai dengan kebutuhan.



**Gambar 2.2** *Pallet kayu*

<http://umarapallet.blogspot.co.id/2014/12/pallet-pengertian-dan-jenis.html>

**Tabel 2.1** Perbandingan parameter pada kayu pinus

	Wood density, kg/m <sup>3</sup>	Bending strength, MPa	Compression strength   , MPa
Lithuania (butt-end)	574	85.97	76.11
Latvia* (butt-end)	492	-	-
Kola Peninsula** (all stem)	510	79.9	41.7
North part of Russia** (all stem)	540	87.7	46.6
Central part of Russia** (all stem)	530	78.5	44.3
Ukraine** (all stem)	540	73.2	38.4
The Far East** (all stem)	470	66.0	35.0
East Siberia** (all stem)	470	71.4	38.3
West Siberia** (all stem)	480	73.6	42.7

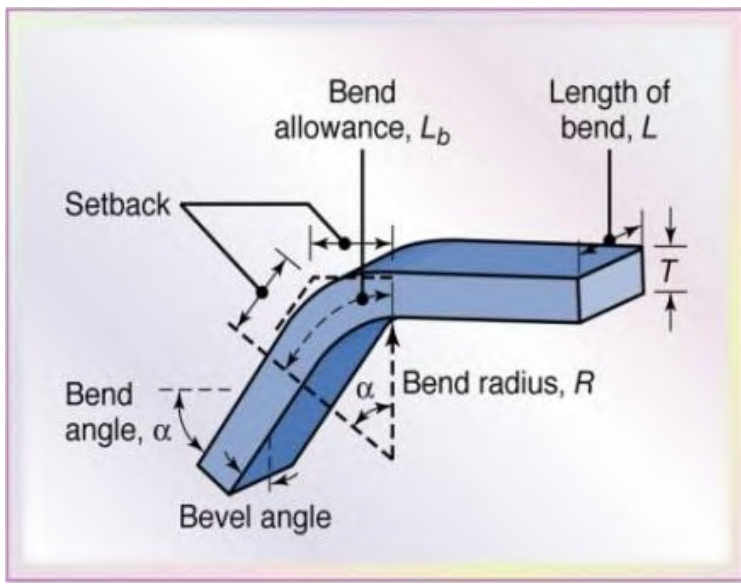
*Sumber:* (Aleinikovas, 2006, Vol. 12, No. 1 (22), p. 12)



Dari tabel diatas dapat diketahui *bending yield strength* dari kayu *pallet* atau pinus adalah 87,7 MPa.

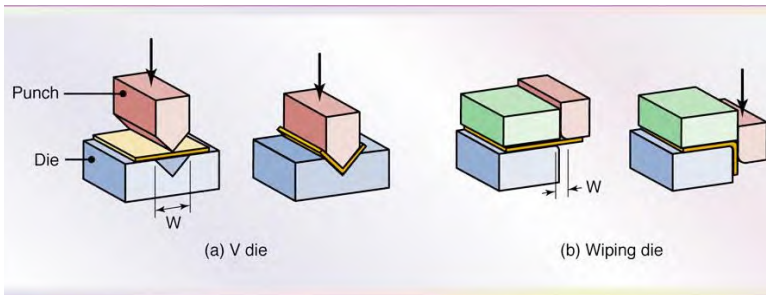
## 2.2 Proses Bending

*Bending* adalah proses deformasi secara plastik dari logam terhadap sumbu *linier* dengan hanya sedikit atau hampir tidak mengalami perubahan permukaan. *Bending* menyebabkan logam pada sisi luar sumbu *netral* mengalami tarikan, sedangkan pada sisi lainnya mengalami tekanan.



**Gambar 2.3** Karakteristik dimensi dan tegangan selama bending  
 Sumber: Kalpakjian, Schmid, 2009:399

Karena tegangan lulur dari logam untuk kompresi lebih besar dibandingkan dengan tarikan, maka logam pada sisi luar lengkungan akan mengalami lulur terlebih dahulu, sehingga posisi sumbu netral tidak lagi mempunyai jarak yang sama terhadap kedua sisi pada bidang lengkung. (Kalpakjian, Schmid, 2009)



**Gambar 2.4** Jenis-Jenis Bending menurut dies-nya  
*Sumber; Kalpakjian, Schmid, 2009:400*

### 2.3 Gaya Pada Mesin Bending

Supaya hasil perencanaan aman, maka besarnya gaya untuk perencanaan dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$F = k \frac{LT^2Y}{W} \dots\dots\dots(2.1)$$

(*Kalpakjian, Schmid, 2009*)

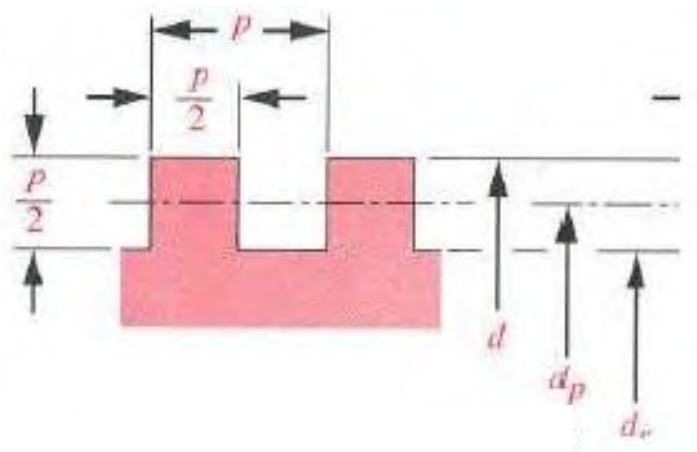
Dimana : L = Lebar Kayu (m)  
 T = Tebal Kayu (m)  
 W = Lebar Dies (m)  
 Y = *Bending Yield Strength* (MPa)  
 k = Faktor jenis dies :  
 0,3 untuk *Wiping dies* ; 0,7 untuk *U-dies* ; 1,3  
 untuk *V dies*

### 2.4 Perhitungan pada Ulir Penggerak (*Power Screw*)

Ulir Penggerak digunakan untuk meneruskan gerakan secara halus dan merata, disamping itu juga untuk menghasilkan gerakan linier yang berasal dari gerakan rotasi (memutar). Kinematika ulir penggerak sama dengan baut dan mur, bedanya terletak pada bentuk geometrinya. Ulir penggerak mempunyai geometris yang aplikasinya untuk menghasilkan gerakan oleh karena itu termasuk alat penggerak (*motion devices*).

### 2.4.1 Square Threads and Modified Threads

*Square Threads* juga dikenal sebagai “*The Sellers Threads*”. Dilihat dari bentuk ulirnya maka ulir ini lebih efisien dari ulir lainnya, tetapi punya kelemahan dalam hal keuntungan mekanis. Oleh karena itu diadakan modifikasi menjadi tipe *Modified Square Threads*. Modifikasi ini dapat memperbaiki kelemahan mekanis.



**Gambar 2.5** Ulir segi empat  
Sumber: Deutchman A,1975:754

**Tabel 2.2.** Ukuran dasar ulir dan modifikasi ulir segi empat :

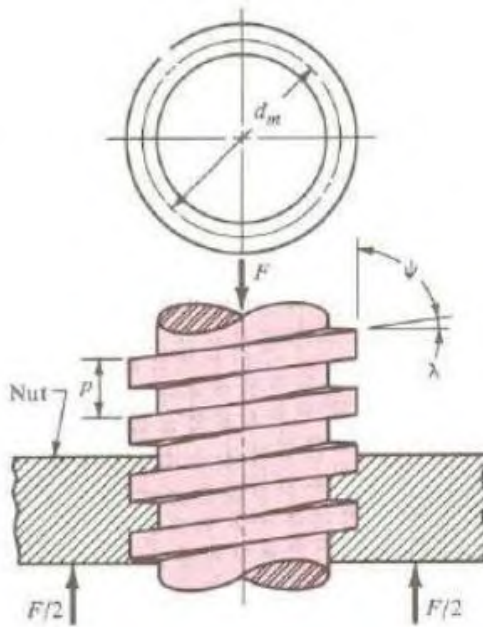
Square Treads				Modified Square Treads			
Nominal dia, in.	Treads per inch	Minor Dia, in.	Thickness of the Tread at the Root*, in.	Nominal dia, in.	Treads per inch	Minor Dia, in.	Thickness of the Tread at the Root*, in.
1/4	10	0.163	0.0544	1/4	3	1.208	0.1812
2/8	8	0.266	0.0680	2	2.25	1.612	0.2416
1/2	6.5	0.366	0.0837	2.5	2	2.063	0.2718
3/4	5	0.575	0.1087	3	1.75	2.500	0.3160
1	4	0.781	0.1357	4	1.5	3.418	0.3624

Sumber: (Deutschman A, 1975 : 755)

### 2.4.2 Torsi untuk Ulir Penggerak

Untuk menaikkan dan menurunkan beban  $F$  maka batang ulir penggerak dilaksanakan dengan memutar poros *screw* yang bergeser antara ulir batang dan *nut* juga terjadi gesekan.

Bila gaya yang dipergunakan untuk memutar poros *screw* adalah  $F$  yang bekerja pada “jari-jari rata-rata” ( $r_m$ ) untuk melawan beban  $W$  tersebut, maka besarnya torsi yang diperlukan adalah:



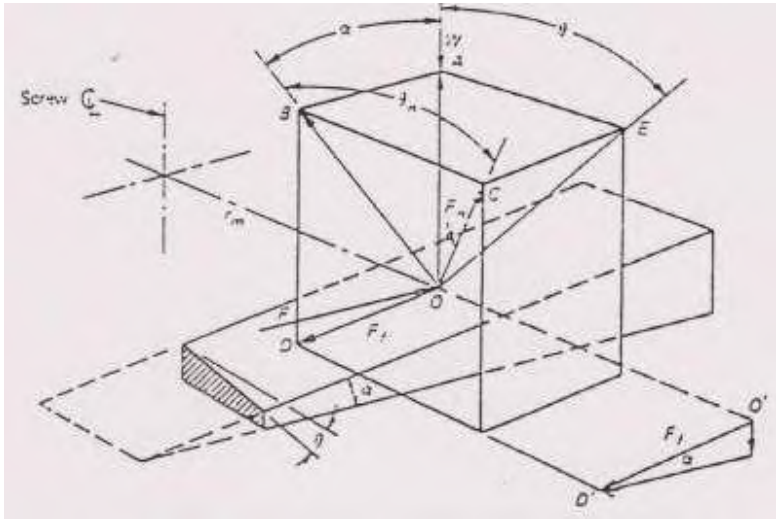
**Gambar 2.6** Konstruksi ulir penggerak

Sumber: Deutchman A, 1975:759

$$T_R = F \cdot r_m \dots \dots \dots (2.2)$$

Dimana:  $F = F_f \cos \alpha + F_n \cos \theta_n \sin \alpha$  dan

$$F_n = \frac{W}{\cos \theta_n \cdot \cos \alpha - f_s \cdot \sin \alpha} \dots \dots \dots (2.3)$$



**Gambar 2.7** Diagram gaya pada ulir penggarak  
*Sumber : Deutschman A, 1975: 759*

Jadi,

$$T_R = r_m (F_f \cos \alpha + F_n \cos \theta_n \sin \alpha) \dots \dots \dots (2.4)$$

Dimana:  $F_f = fs \cdot F_n$

$$T_R = r_m (fs \cdot F_n \cdot \cos \alpha + F_n \cos \theta_n \sin \alpha) \dots \dots \dots (2.5)$$

Dengan memasukkan:  $r_m = d_m/2$  dan  $F_n$  dari persamaan 2.3 dan 2.5, maka:

$$T_R = \frac{d_m}{2} \left( \frac{W \cdot fs \cdot \cos \alpha}{\cos \theta_n \cdot \cos \alpha - fs \cdot \sin \alpha} + \frac{W \cdot \cos \theta_n \cdot \sin \alpha}{\cos \theta_n \cdot \cos \alpha - fs \cdot \sin \alpha} \right) + r_{mc} \cdot fc \cdot W \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana:  $T_R$  = torsi yang diperlukan untuk menaikkan ulir (lbf.in)

$W$  = beban (lbf)

$r_m = d_m/2$  dan  $r_{mc} = d_{mc}/2$

$d_m$  = diameter rata-rata ulir

$fs$  = koefisien gesek ulir, dan  $fc$  koefisien gesek antara collar dan support

$$\tan \theta_n = \frac{BC}{OB} \text{ dan } BC=AE=OA \text{ dan } \tan \theta = \frac{OB}{OA} \text{ Cos } \alpha.$$

$$\tan \theta_n = \text{Cos} \alpha \cdot \tan \theta$$

Dalam aplikasi,  $\alpha$  relatif kecil sehingga  $\text{Cos } \alpha \approx 1$ , dan  $\tan \theta_n = \tan \theta$ , dengan demikian maka dapat dianggap  $\theta_n = \theta$ , sehingga:

$$T_R = \frac{dm \cdot W}{2} \left( \frac{f_s + \text{Cos } \theta \cdot \tan \alpha}{\text{Cos } \theta - f_s \cdot \tan \alpha} \right) + \frac{dm_c \cdot f_c \cdot W}{2} \dots \dots \dots (2.7)$$

Melihat kembali ke depan, dimana:

$$\tan \alpha = \frac{l}{\pi \cdot d_m} = \frac{n \cdot p}{\pi \cdot d_m} \dots \dots \dots (2.8)$$

Dimana:  $l = \text{lead} = n \cdot p$

$p = \text{pitch}$

Substitusikan ke persamaan di atas, sehingga menjadi:

$$T_R = \frac{d_m \cdot W}{2} = \left( \frac{\pi \cdot f_s \cdot d_m - l \cdot \text{Cos } \theta_n}{\pi \cdot d_m \cdot \text{Cos } \theta_n - f_s \cdot l} \right) \dots \dots \dots 2.9$$

### 2.4.3 Tegangan *Bearing*

Tegangan ini timbul antara permukaan ulir penggerak dengan permukaan ulir murnya. Besarnya tegangan *bearing* dapat dihitung sebagai berikut :

$$\sigma_B = \frac{W}{\pi \cdot d_m \cdot h \cdot n} \dots \dots \dots (2.10)$$

Dimana :  $\sigma_B = \text{Tegangan bearing (Psi)}$

$W = \text{beban, lbf}$

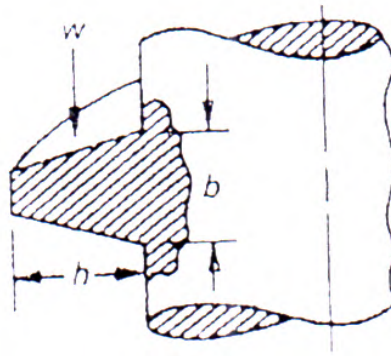
$d_m = \text{diameter rata – rata ulir, in}$

$h = \text{kedalaman ulir, in}$

$n = \text{jumlah ulir (number of thread in engengement)}$

#### 2.4.4 Tegangan Bending

Beban  $W$  dianggap merata dan bekerja pada diameter rata-rata ( $d_m$ ), yang berjarak  $0,5h$  dari kaki ulir. Sehingga dapat dianggap bagian yang diarsir pada gambar sebagai suatu batang *sentilever* yang pendek.



**Gambar 2.8** Dimensi dasar ulir penggerak  
Sumber: Deutchman A, 1975:767

- a. Momen bending maksimum

$$M = \frac{W \cdot h}{2} \dots \dots \dots (2.11)$$

- b. Tegangan Bending

$$\sigma_B = \frac{M \cdot c}{I} \dots \dots \dots (2.12)$$

- c. Momen Inersia

$$I = \frac{1}{12} (\pi \cdot d_m \cdot n) b^3 \dots \dots \dots (2.13)$$

- d. Momen Tahanan

$$\frac{I}{c} = \frac{\frac{1}{12} (\pi \cdot d_m \cdot n) b^3}{0,5 b} = \frac{(\pi \cdot d_m \cdot n) b^2}{6} \dots \dots \dots (2.14)$$

Dari persamaan (2.11) sampai (2.14) besarnya tegangan bending maksimum yang terjadi adalah:

$$\sigma_b = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{M}{\frac{I}{c}} = \frac{W \cdot 0,5 h}{\frac{(\pi \cdot d_m \cdot n) b^2}{6}}$$

$$\rightarrow \sigma_b = \frac{3 \cdot W \cdot h}{(\pi \cdot d_m \cdot n) b^2} \dots \dots \dots (2.15)$$

#### 2.4.5 Tegangan Geser Maksimum

1. Tegangan geser maksimum pada batang ulir

$$\tau_{max} = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot A} = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot \pi \cdot d_r \cdot n \cdot b} \dots \dots \dots (2.16a)$$

Dimana ;  $d_r$  = diameter kaki pada batang ulir, in

2. Tegangan geser maksimum pada mur

$$\tau_{max} = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot A} = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot \pi \cdot d_o \cdot n \cdot b} \dots \dots \dots (2.16b)$$

Dimana :  $d_o$  = diameter *mayor* ulir, in

#### 2.4.6 Tegangan Tarik atau Tegangan Kompresi

Akibat beban  $W$ , ulir penggerak juga mengalami tegangan tarik atau tegangan kompresi. Luas bidang yang mengalami tegangan pada ulir penggerak ini lebih besar dari pada luasan dari bidang kaki ulir, dan diameternya adalah diameter rata-rata dari *pitch* dan diameter kaki (*root*).

$$\tau_{t \text{ or } c} = \frac{W}{A} \dots \dots \dots (2.17)$$

Dimana :  $A$  = Luas bidang yang terkena tarik atau kompresi

$$A = \frac{\pi}{4} \left( \frac{dr + dp}{2} \right)^2 \dots \dots \dots (2.18)$$

Dimana :  $dr$  = diameter kaki, in

$dp$  = diameter *pitch*, in

#### 2.4.7 Tegangan Kombinasi

Bila batang ulir dianggap pendek, maka lenturan yang terjadi diabaikan, sehingga penggerak secara murni hanya



menerima beban kompresi saja. Bila ditinjau pada diameter kaki ulir, maka pada luasan itu akan terjadi tegangan kombinasi antara kompresi dan geser yang ditimbulkan oleh torsi pada saat memutar ulir tersebut.

1. Tegangan kompresi (terjadi pada area kaki ulir)

$$\sigma_c = \frac{W}{A} = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot dr^2} \dots \dots \dots (2.19a)$$

2. Tegangan geser yang disebabkan oleh torsi pemutar (T)

$$\tau = \frac{T(dr/2)}{J} = \frac{T(dr/2)}{\pi \cdot \left(\frac{dr^4}{32}\right)} = \frac{16 T}{\pi \cdot dr^3} \dots \dots \dots (2.19b)$$

Tegangan geser maksimum yang terjadi dapat dihitung dengan metode Lingkaran Mohr.

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_c}{2}\right)^2 + (\tau)^2} \rightarrow \tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot W}{2 \cdot \pi \cdot dr^2}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot dr^3}\right)^2} \\ \rightarrow \tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{2 \cdot W}{\pi \cdot dr^2}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot dr^3}\right)^2} \dots \dots \dots (2.20) \end{aligned}$$

#### 2.4.8 Menentukan Kekuatan Bahan

Agar *power screw* yang digunakan aman, maka harus diketahui kekuatan bahan dari *power screw* tersebut dengan cara menjumlahkan tegangan yang telah dihitung sebelumnya.

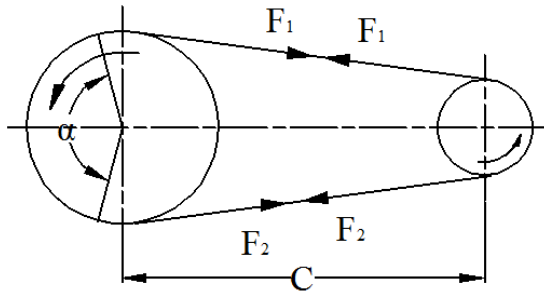
$$\sigma_{tot \ max} = \sigma_B + \sigma_b + \tau_{s_{max}} + \tau_c + \tau_{kom} \dots \dots \dots (2.21)$$

Setelah kekuatan bahan diketahui, selanjutnya bandingkan dengan tegangan tarik bahan. Jika kekuatan bahan lebih kecil ssama dengan tegangan tarik bahan, maka *power screw* aman untuk digunakan.

$$\sigma_{tot \ max} \leq \frac{ks \cdot \sigma_{yp}}{sf} \dots \dots \dots (2.22)$$

## 2.5 Belt and Pulley

Pemindahan daya yang digunakan pada ini adalah dengan *belt* yang terpasang pada dua buah *pulley*, yaitu *pulley* penggerak dan *pulley* yang digerakkan. Sedangkan *belt* yang digunakan adalah jenis *V-belt* dengan penampang yang berbentuk trapesium.



**Gambar 2.9** Transmisi belt dan pulley

*Sumber: Deutchman A, 1975:669*

### 2.5.1 Perencanaan Daya

Supaya hasil perencanaan aman, maka besarnya daya dan untuk perencanaan dinaikkan sedikit dari daya yang ditransmisikan ( $P$ ), yang disebut dengan daya perencanaan atau daya desain ( $P_d$ ) yang dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$P_d = f_c \times P \dots\dots\dots(2.23)$$

Dimana:  $f_c$  = faktor koreksi (lihat lampiran 2)

Hubungan antara daya dan torsi dapat dilihat pada rumus-rumus di bawah ini:

1. Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP  
(Dobrovolsky, 1975 : 401)

$$T = 71.620 \frac{P}{n} \dots\dots\dots(2.24)$$

Dimana:  $T$  = Torsi (kgf.cm)

$P$  = daya (HP)

$n$  = putaran poros (rpm)

2. Torsi satuannya kgf.mm dan Daya satuannya kW

(Sularso, 2004 : 7)

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \times \frac{P}{n} \dots \dots \dots (2.25)$$

Dimana:  $T$  = Torsi (kgf.mm)

$P_d$  = Daya (kW)

3. Torsi satuannya lbf.in dan Daya satuannya HP

(Collins Jack A, 2003 : 180 )

$$T = 63.025 \frac{P}{n} \dots \dots \dots (2.26a)$$

Dimana:  $T$  = Torsi (lbf.in)

$N$  = Daya (HP)

atau

$$T = 63.000 \frac{P}{n} \dots \dots \dots (2.26b)$$

(Deutschman, 1975 : 334 )

4. Torsi satuannya kgf. m, daya satuan HP, dan  $n$  = rpm, maka:

$$T = \frac{4500 \cdot P}{2 \pi \cdot n} = 716,56 \frac{P}{n} \dots \dots \dots (2.27)$$

5. Torsi satuannya N.m dan daya satuannya Watt, sedangkan  $n$  = rpm, maka:

$$T = \frac{60 \cdot P}{2 \pi \cdot n} = 9,554 \frac{P}{n} \dots \dots \dots (2.28)$$

Persamaan (2.24) sampai (2.28) menyatakan hubungan antara torsi dan daya dengan berbagai macam satuan, bila yang diinginkan torsi perencanaan  $T_d$ , maka daya yang dipakai adalah daya perencanaan ( $P_d$ ).

### 2.5.2 Pemilihan Tipe Belt

*Belt* dipilih berdasarkan daya desain ( $P_d$ ) dan putaran *pulley* yang kecil ( $n_{\min}$ ), dengan menggunakan lampiran 3, maka jenis *belt* yang sesuai akan diperoleh. Setelah jenis *belt* diketahui, kemudian tulis data-data *belt* yang didapat dari lampiran 4 mengenai dimensi *V-belt*.

### 2.5.3 Pemilihan dan Perhitungan Diameter

Untuk memilih atau menghitung besarnya diameter *pulley*, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran ( $i$ ). Bila rangkakan diabaikan, maka rumus yang dipakai adalah persamaan (2.29a), sedangkan bila rangkakan tidak diabaikan maka persamaan yang dipakai adalah persamaan (2.29b).

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_1}{D_2} \dots \dots \dots (2.29a)$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_1}{D_2} (1 + \zeta) \dots \dots \dots (2.29b)$$

Dimana:  $D$  = diameter pule

$n$  = putaran pule

$\zeta$  = koefisien rangkakan (1 s/d 2) ,

(Sularso, 2004 :186)

Salah satu diameter *pulley* direncanakan terlebih dahulu, biasanya diameter yang kecil yang direncanakan terlebih dahulu, sebagaimana ditunjukkan dalam tabel di bawah ini.

**Tabel 2.3** Diameter pule yang kecil

Tipe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

(Sumber : Sularso, 2004 : 186)

### 2.5.4 Perencanaan Panjang *Belt*

Untuk menghitung panjang *belt* yang akan dipakai digunakan rumus :

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot C} \dots \dots \dots (2.30)$$

Dimana :  $L$  = panjang *belt* (mm)  
 $C$  = jarak antar sumbu *pulley* (mm)  
 $D_2$  = diameter *pulley* yang digerakan (mm)  
 $D_1$  = diameter *pulley* penggerak (mm)

### 2.5.5 Kecepatan Keliling (*Linier*) *Pulley*

Kecepatan keliling *pulley* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots \dots \dots (2.31)$$

Dimana :  
 $v$  = kecepatan keliling *pulley* (m/s)  
 $D$  = diameter *pulley* (mm)  
 $n$  = putaran (rpm)

### 2.5.6 Menghitung Gaya-Gaya pada *Belt*

*Belt* berputar dengan kecepatan keliling  $v$  (m/s), sambil memindahkan beban  $F_e$  (kgf), maka daya yang ditransmisikan dalam satuan HP sebesar :

$$P = \frac{F_e \cdot v}{75} \dots \dots \dots (2.32a)$$

Bila daya yang di transmisikan dalam satuan kW, maka persamaan (2.32a) menjadi:

$$P = \frac{F_e \cdot v}{102} \dots \dots \dots (2.32b)$$

Dimana :

P = Daya yang ditransmisikan (HP) atau (kW)

v = Kecepatan Keliling (m/s)

$F_e$  = Gaya efektif (kgf), selisih antara  $F_1$  dan  $F_2$

Hubungan antara  $F_1$ ,  $F_2$ , koefisien gesek (f) dan sudut-kontak ( $\alpha$ ) secara analitis *fleksibilitas belt* yang melingkar pada pule, dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini.

(Dobrovolsky, 1985 :204 )

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} = m \dots \dots \dots (2.33a)$$

$$F_e = F_1 - F_2 \dots \dots \dots (2.33b)$$

Dimana :

f = Koefisien gesek

$\alpha$  = Sudut kontak

m = hanya sebagai lambang saja untuk menyingkat

e = *eksponen*

**Tabel 2.4** Koefisien gesek (f) antara *belt* dan *pulley*

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather :</u>				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton :</u>				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

(Dobrovolsky, 1985:206)

### 2.5.7 Sudut Kontak

Besar sudut kontak antara *pulley* dan *belt* pada *pulley* kecil dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\alpha = 180 - \frac{D_2 - D_1}{C} 60^\circ \dots \dots \dots (2.34)$$

Dimana :

- $\alpha$  = sudut kontak (°)  
 $D_1$  = diameter *pulley* yang digerakan (cm)  
 $D_2$  = diameter *pulley* penggerak (cm)  
 $C$  = jarak antar poros (cm)

(Robert 1. Mott jilid 1 elemen – elemen mesin dalam perancangan mekanis Hal 242)

**Tabel 2.5** Sudut kontak dan panjang *belt*

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulley	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_P - 2E)}{2A_P}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_P)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_P)^2}{8C} - \frac{E}{Ap} \frac{(D_1 + D_P)}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_P)}{2}$

(Dobrovolsky, 1985: 232-233)

### 2.5.8 Tegangan Maksimum Belt

Dalam kondisi operasinya, tarikan *maximum* pada *belt* akan terjadi pada bagian yang tegang dan itu terjadi pada titik awal *belt* memasuki *pulley* penggerak sehingga tegangan maksimum yang terjadi, dengan menggunakan rumus:

$$\sigma_{max} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{min}} \dots \dots \dots (2.35)$$

Dimana :  $\sigma_{max}$  = tegangan maksimal *belt* (kg/ cm<sup>2</sup>)  
 $F_0$  = gaya awal pada *belt* (kg/ cm<sup>2</sup>)  
 $A$  = luas penampang *belt* (cm<sup>2</sup>)  
 $F_e$  = gaya keliling (kgf)  
 $\gamma$  = berat jenis (kg/ dm<sup>3</sup>)  
 $v$  = Kecepatan keliling (m/s)  
 $g$  = gravitasi (9,8 m/ s<sup>2</sup>)  
 $E_b$  = modulus elastisitas bahan *belt* (kg/ cm<sup>3</sup>)  
 $h$  = tebal *belt* (mm)  
 $D_{min}$  = diameter *pulley* yang terkecil (mm)

Untuk mendapatkan nilai berat jenis dan modulus elastisitas bahan dalam dilihat pada lampiran 5 tabel dimensi dan bahan *belt*.

### 2.5.9 Prediksi Umur *Belt*

Umur *belt* disini merupakan salah satu hal yang penting dalam perencanaan transmisi yang menggunakan *belt*. Untuk mengetahui beberapa lama umur *belt* yang diakibatkan dari proses permesinan ini yaitu dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_{max}^m \cdot 3600 \cdot \mu \cdot X \cdot H = \sigma_{fat}^m \cdot N_{base} \dots \dots \dots (2.36a)$$

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot \mu \cdot x} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \dots \dots \dots (2.36b)$$

Dimana :

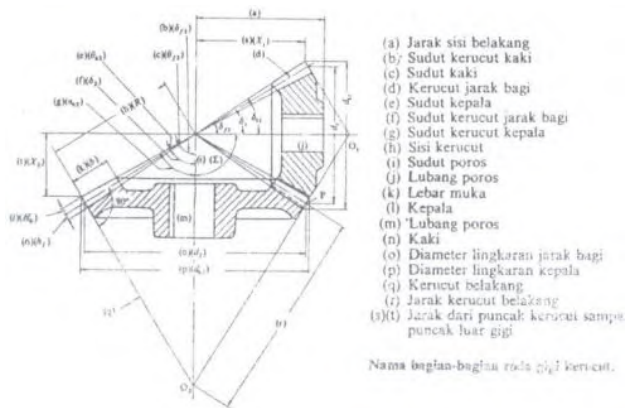
$H$  = Umur *belt* (jam)  
 $N_{base}$  = Basis dari *fatigue test*, yaitu 10<sup>7</sup> cycle  
 = *Fatigue limit* atau endurance limit yang berhubungan dengan  $N_{base}$  dapat dicari dari "*fatigue curve*" (90 kg/cm<sup>2</sup> untuk *V-belt*)  
 $\sigma_{fat}$  = Tegangan Maksimum yang terjadi (kg/cm<sup>2</sup>)  
 $\sigma_{max}$  = Jumlah putaran perdetik atau sama dengan  $v \cdot L$   
 $\mu$  ( $v$ =kecepatan dalam m/s,  $L$ =panjang *belt* dalam panjang *belt* m) (put/det)  
 $x$  = Jumlah pule yang berputar (buah)



m = jenis *Belt* (8 untuk *V- Belt*)

## 2.6 Bevel Gear

Tipe roda gigi untuk memindahkan daya dengan kedudukan poros yang tidak paralel dan saling berpotongan adalah *tipe bevel gear*. Dapat dikatakan bahwa *bevel gear* adalah yang paling baik untuk jenis roda gigi *konis*. Hal ini disebabkan karena bagian yang memuat gigi (*rim*) memang sudah berbentuk *konis*, tidak berbentuk silinder seperti pada roda gigi lainnya.



**Gambar 2.10** Bagian-bagian roda gigi kerucut  
Sumber: Deutchman, 1975:639

Sepasang roda gigi kerucut yang saling berkaitan dapat diawali oleh dua bidang kerucut dengan titik puncak yang berhimpitan dan saling menggelinding tanpa *slip*. Roda gigi kerucut yang mempunyai alur lurus dan menuju ke puncak kerucut dinamakan roda gigi kerucut lurus.

Sumbu poros roda gigi kerucut biasanya berpotongan dengan sudut  $90^\circ$ . Bentuk khusus roda gigi kerucut dapat berupa “roda gigi *miter*” yang mempunyai sudut jarak bagi sebesar  $45^\circ$  dan “roda gigi mahkota” dengan sudut kerucut jarak bagi sebesar  $90^\circ$  seperti roda gigi pada perancangan mesin *press*.

### 2.6.1 Menghitung Jumlah Gigi

Untuk menentukan jumlah gigi *pinion* dan *gear* dapat dihitung melalui perbandingan antara putaran dan jumlah gigi.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \dots \dots \dots (2.37)$$

### 2.6.2 Menghitung Diameter Gigi *Pinion* Dan *Gear*

Ada beberapa standar yang dapat dipakai untuk pembuatan dan perencanaan roda gigi, misalnya: AGMA, ASA dan ASME. Perencanaan dan pembuatan roda gigi yang sekarang banyak menggunakan sudut tekan ( $\Phi$ )  $20^\circ$  atau  $25^\circ$ . Ada juga klasifikasi yang didasarkan pada ukuran kekasaran gigi yang ditinjau dari *diametral pitchnya*. (Deutschman A, 1975 : 534)

Roda gigi kasar	: $0,5 < D_{tp} < 10$
Roda gigi agak kasar	: $12 < D_{tp} < 18$
Roda gigi halus	: $20 < D_{tp} < 128$
Roda gigi sangat halus	: $150 < D_{tp} < 200$

Dalam sistem roda gigi ukuran-ukuran dasar seperti: *addendum* atau tinggi kepala, *dedendum* atau inggi kaki, *clearance*, *working depth* dan *whole depth* dapat dinyatakan dalam ukuran *diametral pitch*, seperti terlihat dalam tabel 2.6.

**Tabel 2.6** Sistem gigi (*Tooth System*)

	14 $\frac{1}{2}$ -deg Full Depth	14 $\frac{1}{2}$ -deg Composite	20-deg Full Depth Involute	20-deg Stub Involute	20-deg Coarse Pitch	20-deg Fine Pitch
Addendum	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{0.8}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$
Dedendum	$\frac{1.157}{P}$	$\frac{1.157}{P}$	$\frac{1.25}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1.25}{P}$	$\frac{1.2}{P} + 0.002 \text{ in.}$
Clearance	$\frac{0.157}{P}$	$\frac{0.157}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.2}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.2}{P} + 0.002 \text{ in.}$
Working depth	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{1.6}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$
Whole depth	$\frac{2.157}{P}$	$\frac{2.157}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{1.8}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.2}{P} + 0.002 \text{ in.}$

(Deutschman A, 1975: 528)

*Circular pitch* atau jarak bagi lingkaran (p): didefinisikan sebagai jarak gigi yg diukur pada *pitch circle*, yaitu jarak satu titik pada gigi sampai titik pada gigi berikutnya pada kedudukan yang sama. *Circular pitch* ini diperlukan agar gigi dalam satu roga gigi mempunyai besar yang sama, sehingga besarnya *circular pitch* dapat dinyatakan dengan keliling lingkaran dibagi dengan jumlah gigi.

$$p = \frac{\pi \cdot D}{Z} \dots \dots \dots (2.38a)$$

Dimana: D = *diameter pitch*

Z = jumlah gigi

*Diametral pitch* (Dtp). Didefinisikan sebagai jumlah gigi (Z) pada roda gigi dibagi dengan diameter *pitch circle*-nya (D).

$$D_{tp} = \frac{Z}{D} \dots \dots \dots (2.38b)$$

Hubungan antara  $D_{tp}$  dengan *circular pitch* (p) dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$p = \frac{\pi D}{Z} = \frac{\pi}{D_{tp}} \dots \dots \dots (2.38c)$$

### 2.6.3 Menghitung Gaya-Gaya pada Roda Gigi

Beban atau gaya pada roda gigi dapat diketahui dari besarnya torsi yang ditransmisikan, oleh karena itu perlu diketahui terlebih dahulu besarnya torsi. Torsi yg ditansmisikan dari roda gigi (1) ke roda gigi (2) dapat dinyatakan dengan persamaan (2.39) di bawah ini. (Collins Jack A, 2003 : 180 ).

Gaya yang bekerja pada pasangan roda gigi adalah gaya normal ( $F_n$ ). Gaya normal ini dapat diuraikan menjadi 2 komponen, yaitu:

$$\text{Gaya Tangensial, } F_t = F_n \cdot \cos \Phi \dots \dots \dots (2.39a)$$

$$\text{Gaya Radial, } F_r = F_n \cdot \sin \Phi = F_t \cdot \tan \Phi \dots \dots \dots (2.39b)$$

Besarnya torsi dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini.

$$T = F_n \frac{D}{2} \cos \Phi = F_t \frac{D}{2} \dots \dots \dots (2.40)$$

Kecepatan linier *pitch line* dalam satuan ft/min sebagai berikut.

$$v_p = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{12} \dots \dots \dots (2.41)$$

dimana:  $D$  = *diameter pitch* (in)

#### 2.6.4 Menghitung Lebar Gigi

Pada umumnya dalam perencanaan roda gigi adalah mencari lebar gigi, karena secara umum dimensi roda gigi sudah distandarkan. Untuk mendapatkan nilai lebar gigi, maka dapat digunakan persamaan berikut:

$$b \geq \frac{F_t sf}{k_b \cdot \sigma_{yp} \cdot y \cdot p} \dots \dots \dots (2.42)$$

Dimana:  $b$  = lebar gigi

$F_t$  = Gaya tangensial

$sf$  = *safety factor*

Beban statis,  $sf = 1,25-2$  ;

Beban dinamis,  $sf = 2,1-3$  ;

Beban kejut,  $sf = 3,1-5$

$k_b$  = faktor konsentrasi tegangan *bending* (0,8-1,0)

$\sigma_{yp}$  = *Yield point stress*

$y$  = Faktor Lewis (lihat lampiran 6)

$p$  = *pitch*

#### 2.6.5 Persamaan AGMA untuk Kekuatan Gigi

Persamaan AGMA (*American Gear Manufacture*) merupakan modifikasi dari persamaan Lewis. Persamaan AGMA ini khusus dipakai dalam perencanaan, dalam persamaan ini akan dimasukkan beberapa faktor dan faktor koreksi, seperti: faktor

dinamis, faktor bentuk, faktor koreksi beban lebih dan sebagainya.

$$\sigma_b = \frac{F_t \cdot K_o \cdot D_{tp} \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J} \dots \dots \dots (2.43)$$

Dimana:  $\sigma_b$  = tegangan yang terjadi pada kaki gigi (psi)  
 $F_t$  = Beban atau gaya yang ditransmisikan (lbf)  
 $K_o$  = faktor koreksi beban lebih,  $K_v$  = faktor dinamis  
 $K_m$  = koreksi distribusi beban,  $K_s$  = faktor koreksi ukuran  
 $J$  = faktor bentuk/geometri  
 $b$  = lebar gigi (in)  
 $D_{tp}$  = diametral pitch (in<sup>-1</sup>)

Faktor koreksi beban lebih ( $K_o$ ) diberikan karena dalam kenyataannya  $F_t$  adalah beban rata-rata yang ditransmisikan, sedangkan beban maksimumnya bisa dua kali lipat bila terjadi beban kejut (*shock*). Besarnya  $K_o$  dapat dilihat pada Tabel 2.7.

**Tabel 2.7** Faktor koreksi beban lebih,  $K_o$

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1,75 or higher
Moderate Shock	1.25	1.50	2,00 or higher
Heavy Shock	1.50	1.75	2,25 or higher

Sumber: (Deutschman A, 1975 : 555)

Faktor koreksi ukuran  $K_s$  merupakan fungsi dari ukuran-ukuran gigi, seperti: diameter, lebar gigi, luas penyebaran tegangan, kualitas *heat treatment* dan besar tegangan sisa. Untuk roda gigi lurus  $K_s$  diberi harga 1 karena ukuran-ukuran gigi dan *heat treatment* dianggap sudah sesuai.

Nilai koreksi distribusi beban ( $K_m$ ) dicari dari lampiran 7. Berdasarkan kondisi dudukan (misalnya ketidaksenteran) dan

lebar gigi maka nilai  $K_m$  dapat ditentukan, bila kondisi dudukan tidak diketahui maka bisa direncanakan atau diestimasikan.

Nilai faktor dinamis ( $K_v$ ) dipengaruhi oleh efek dari jarak gigi dan kesalahan bentuk, efek kecepatan *pitch line* dan putaran permenit inersia dan kekakuan dari bagian-bagian yang berputar, besarnya beban yang didistribusikan per inch permukaan kekakuan gigi. Harga  $K_v$  dapat dicari dari tiga *curve* pada lampiran 8.

Kurva 1 ( $K_v = 1$ ) dipakai untuk:

1. *Helical gear* dengan presisi tinggi atau roda gigi lurus dengan presisi tinggi yang tidak menimbulkan beban dinamis.
2. *Bevel gear* yang dibuat dengan pattern yang baik, dengan jarak dan pusat gigi yang akurat.

Kurva 2 dipakai untuk:

1. *Helical gear* dengan presisi tinggi dan roda gigi lurus tetapi beban dinamis masih mungkin terjadi.
2. *Helical gear* yang dibuat secara komersial
3. *Spiral bevel gear* usuran besar

Kurva 3 dipakai untuk:

1. Roda gigi lurus yang dibuat dengan mesin *hobbing* atau *shaper*.

Dari uraian diatas dapat disimpulkan bahwa makin teliti pembuatan roda gigi, makin kecil nilai faktor dinamisnya. Grafik pada lampiran 9 dipakai untuk mencari faktor geometri ( $J$ ) untuk sudut kontak  $20^\circ$  yang disajikan oleh AGMA dengan mengasumsikan secara teoritis faktor konsentrasi tegangan dianggap kecil pengaruhnya.

Menurut metode AGMA perencanaan dikatakan aman terhadap kekuatan atau tegangan bending yang terjadi pada kaki gigi bila tegangan yang terjadi pada kaki gigi  $\sigma_b$  lebih kecil atau sama dengan tegangan ijin maksimum perencanaan  $|\sigma_b|$ , secara matematik dapat ditulis:

$$\sigma_b \leq |\sigma_b| \rightarrow \sigma_b \leq \frac{|\sigma_{at}| \cdot K_L}{K_T \cdot K_R} \dots \dots \dots (2.44)$$

Dimana:  $|\sigma_b|$  = tegangan ijin maksimum perencanaan, psi

$|\sigma_{at}|$  = tegangan ijin *bending fatigue material*,

$K_L$  = faktor umur,  $K_T$  = faktor temperatur

$K_R$  = faktor keamanan

Faktor umur  $K_L$  dipakai untuk mengoreksi tegangan ijin terhadap tegangan *cycles* yang dikehendaki, besarnya  $K_L$  dapat dilihat pada Tabel 2.8.

**Tabel 2.8** Faktor umur,  $K_L$

Number of Cycles	Spur, Helical and				Bevel Gear
	160 BHN	250 BHN	450 BHN	Case Carbuized	Case Carbuized
Up to 1000	1.6	2.4	3.4	2.7	4.6
10,000	1.4	1.9	2.4	2.0	
100,000	1.2	1.4	1.7	1.5	2.1
1 million	1.1	1.1	1.2	1.1	1.4
10 million	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
100 million and over	1 – 0,8	1 – 0,8	1-0,8	1 – 0,8	1.0

*Sumber: (Deutschman A, 1975 : 561)*

Faktor temperatur ( $K_T$ ) diberikan untuk menyesuaikan tegangan ijin terhadap temperatur kerja. Untuk temperatur pelumas yang kurang dari 250 °F, biasanya diberi harga  $K_T = 1$ . Faktor koreksi temperatur dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini.

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620} \dots \dots \dots (2.45)$$

Dimana:  $T_F$  = Temperatur tertinggi minyak pelumas, °F

Faktor keamanan  $K_R$  merupakan faktor kepercayaan, dipakai untuk mendapatkan kepercayaan yang lebih tinggi atau resiko perencanaan yang diperbolehkan.

**Tabel 2.9** Faktor Keamanan,  $K_R$

<i>Requirement of Application</i>	KR
<i>High Reliability</i>	1,50 or higher
<i>Fewer than 1 failure in 100</i>	1.00

<i>Fewer than 1 failure in 3</i>	0.70
----------------------------------	------

Sumber: (Deutschman A, 1975 : 562)

**Tabel 2.10** Faktor Keamanan,  $K_R$

<i>Requirement of Application</i>	KR
<i>High Reliability</i>	3,00 or higher
<i>Normal Design</i>	1.33

Sumber: (Deutschman A, 1975: 562)

### 2.6.6 Persamaan AGMA untuk Keausan Gigi

Kerusakan gigi dapat juga disebabkan karena keausan, ketika kedua gigi saling menekan maka akan terjadi tegangan kompresi. Besarnya tegangan kompresi ini, menurut persamaan AGMA dapat dinyatakan dengan rumus:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot D_1 \cdot b \cdot I}} \dots \dots \dots (2.46)$$

Dimana:  $\sigma_c$  = tegangan kompresi yang terjadi, psi

$C_p$  = koefisien elastis,  $C_v$  = faktor dinamis

$F_t$  = gaya tangensial yang ditransmisikan, lbf

$C_o$  = faktor beban lebih,  $C_s$  = faktor ukuran

$C_m$  = faktor distribusi beban,  $C_f$  = faktor kondisi

permukaan

$D_1$  = diameter *pinion*, in

$b$  = lebar gigi (yang paling kecil ) in

$I$  = faktor geometri

Koefisien elastis ( $C_p$ ) dipengaruhi oleh sifat elastis material *pinion* dan *gear*, yang dapat dihitung dengan persamaan:

$$C_p = \sqrt{\frac{k}{\frac{(1 - \mu_p^2)}{E_p} + \frac{(1 - \mu_g^2)}{E_g}}} \dots \dots \dots (2.47)$$



Dimana:  $\mu_p$  dan  $\mu_g$  adalah angka *Poison* untuk *pinion* dan *gear*, demikian pula  $E_p$  dan  $E_g$  adalah *modulus* elastisnya. Konstanta  $k = 1$  untuk *spur gear*, *helical* dan *herringbone gear*. Konstanta  $k = 1,5$  untuk *bevel gear*.

Faktor beban lebih  $C_o$  dipakai untuk menjaga kemungkinan terjadinya beban lebih pada motor penggerak atau pada mesin yang digerakkan. Perencana harus tahu berapa harga  $C_o$  yang harus diambil. Bila tidak ada informasi mengenai hal tersebut, maka  $C_o$  dapat diganti dengan  $K_o$  (Tabel 2.7).

Faktor beban dinamis  $C_v$  (lihat lampiran 10), dipakai sebagai faktor dari interaksi sentuhan gigi. Grafik pada lampiran 10 dapat dipakai untuk mencari faktor beban dinamis, menurut AGMA dikelompokkan menjadi 4 kurva dengan pemakaian sebagai berikut:

Kurva 1 untuk:

1. Roda gigi lurus yang dipotong halus, hanya beban dinamis kecil yang timbul
2. *Helical Gear* yang presisi, dengan beban dinamis yang relatif kecil.
3. *Bevel Gear* yang dibuat dengan teliti.

Kurva 2 untuk:

1. Roda gigi lurus yang dipotong halus, ada kemungkinan beban dinamis yang ringan dapat timbal.
2. *Helical Gear* dengan kemungkinan beban dinamis ringan.
3. *Bevel Gear* dengan ukuran besar, dan kemungkinan ada beban dinamis ringan.

Kurva 3 untuk:

1. *Helical Gear* yang dipakai secara umum
2. *Helical Gear* yang dibuat presisi dengan beban dinamis yang sedang

Kurva 4 untuk:

1. Roda gigi lurus yang dipotong halus, dengan beban dinamis yang sedang.
2. Roda gigi Lurus yang dipakai secara umum.

Faktor ukuran  $C_s$  dimasukkan dalam perhitungan karena kemungkinan adanya efek dari ukuran roda gigi seperti: ukuran gigi dan panjang kontak gigi, serta efek dari kekerasaran dan efisiensi pengerasan roda gigi. Bila hal-hal di atas tidak ada masalah maka nilai  $C_s = 1$ . Namun demikian bila hasil tes *fatigue* menunjukkan indikasi bahwa tegangan ijin untuk ketahanan *fatigue* menurun dengan bertambahnya ukuran roda gigi, maka perencanaan dapat mengambil harga  $C_s$  paling besar 1,25.

Besar  $C_m$  dapat dinyatakan dengan lampiran 11. Harga  $C_m$  bisa diperoleh setelah diketahui nilai  $b_m$  dibagi  $b$ , dimana  $b_m$  merupakan lebar permukaan gigi yang bersentuhan 100%. Jika perbandingan  $b_m / b$  lebih besar dari 2, maka diperlukan analisis yang lebih detail. Jika proses pengerasan gigi didasarkan atas *distorsi* dan untuk gigi yang dikeraskan tanpa proses penyelesaian akhir (*finishing*) misalnya *grinding*, maka nilai faktor distribusi beban ( $C_m$ ) diperoleh dari lampiran 11 dikalikan dengan 1,05 jika satu elemen dikeraskan, dan dikalikan dengan 1,10 jika kedua elemen yang dikeraskan.

Faktor kondisi permukaan  $C_f$  dipengaruhi oleh pengerjaan akhir, tegangan sisa, *plasticity effects*. Bila pengerjaan akhir sangat bagus, atau pasangan gigi tersebut sudah dicoba sebelumnya maka  $C_f$  berharga 1. Bila pengerjaan akhir tidak terlalu baik atau kemungkinan masih ada tegangan sisa, maka  $C_f$  diberi harga 1,25. Bila kedua faktor terjadi bersama-sama, yaitu pengerjaan akhir tidak terlalu baik dan masih ada tegangan sisa maka  $C_f$  diberi harga 1,5.

Faktor geometri  $I$  merupakan fungsi dari faktor-faktor sebagai berikut: sudut kontak, *gear ratio*, panjang garis kontak, *base pitch*. Pada lampiran 12 menunjukkan besarnya  $I$  untuk 3 sudut kontak yang berbeda pada sistem standard roda gigi.

Semua faktor-faktor tersebut dapat dicari berdasarkan metode AGMA atau didapat dari pengalaman pada saat membuat *prototype* secara langsung. Dengan demikian maka besarnya tegangan kompresi yang terjadi pada roda gigi dapat diketahui. Tegangan yang terjadi ini harus dibandingkan dengan tegangan

ijinnya, untuk melihat apakah roda gigi tersebut memuaskan atau tidak memuaskan ditinjau dari keausan. Dikatakan memuaskan bila tegangan ijinnya lebih besar dari pada tegangan yang terjadi, sebagaimana ditunjukkan oleh persamaan (2.48).

$$\sigma_c \leq |\sigma_{ac}| \left( \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right) \dots \dots \dots (2.48)$$

Dimana:  $|\sigma_{ac}|$  = tegangan kontak yang diijinkan (Psi)

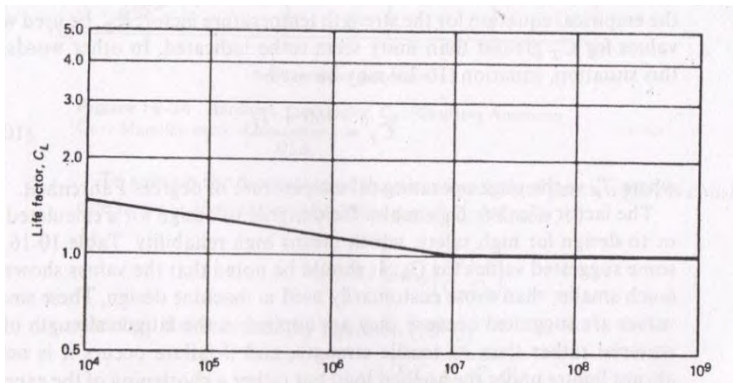
$C_L$  = faktor umur,  $C_H$  = Faktor perbandingan kekerasan

$C_T$  = faktor temperatur

$C_R$  = faktor keamanan

Besarnya tegangan kontak yang diijinkan  $S_{ac}$  adalah fungsi dari beberapa faktor seperti: material *pinion* dan *gear*, jumlah pembebanan setiap saat, ukuran roda gigi temperatur, pengerasan, dan besarnya tegangan sisa.

Faktor umur  $C_L$ , dimaksudkan untuk memenuhi umur roda gigi yang diharapkan. Faktor tersebut mempertimbangkan: besar pembebanan, besar tegangan kontak dan faktor kelelahan. Bila umur yang diperlukan  $10 \times 10^6$  cycle atau lebih, maka harga  $C_L = 1$ . Bila umur yang diinginkan hanya  $10.000$  cycle, maka harga  $C_L = 1,5$  dan seterusnya, lihat Gambar 2.11.



**Gambar 2.11** Grafik Faktor Umur,  $C_L$

Sumber: Deutchman A, 1975:577

Faktor perbandingan kekerasan  $C_H$  (lihat lampiran 13), selain didasarkan pada kekerasan juga didasarkan pada perbandingan gigi..

Disebabkan karena tegangan baja yang diijinkan, berbeda sesuai dengan temperatur, maka temperatur akan membatasi faktor  $C_T$  yang terjadi. Harga  $C_T = 1$  biasa digunakan untuk  $C_T$  ketika temperatur naik tidak lebih dari 250 °F. Harga yang lebih besar dari 1 dipakai untuk roda gigi yang mengalami carburising pada temperatur pelumasan di atas 180 °F. Untuk lebih baiknya dianjurkan memakai rumus empiris di bawah ini.

$$C_T = \frac{460 + T_F}{620} \dots\dots\dots (2.49)$$

Dimana:  $T_F$  = temperatur puncak (*peak operating temperature*)  
proses minyak pelumas, °F

Faktor keamanan  $C_R$ , memungkinkan seorang perencana untuk merencanakan resiko yang akan terjadi atau merencanakan dengan tingkat keamanan yang tinggi, maksudnya adalah pemakaian yang tahan uji. Tabel 2.11 menyusun beberapa harga  $C_R$ .

**Tabel 2.11** Faktor keamanan (*Factor of safety*),  $C_R$

<i>Requirements of application</i>	$C_R$
<i>High reliability</i>	1,25 or higher
<i>Fewer than one failure in 100</i>	1,00
<i>Fewer than one failure in three</i>	0,80

Sumber: Deutchman A, 1975: 580

Jadi, perencanaan *bevel gear* di atas dikatakan aman terhadap tegangan keausan jika tegangan kompresi yang terjadi lebih kecil dibandingkan tegangan kompresi yang diijinkan.

## 2.8 *Gear Box (Reducer)*

### 2.8.1 *Pengertian Gear Box*

Dalam beberapa unit mesin memiliki sistem pemindah tenaga yaitu *gearbox* yang berfungsi untuk menyalurkan tenaga atau daya mesin ke salah satu bagian mesin lainnya, sehingga unit tersebut dapat bergerak menghasilkan sebuah pergerakan baik putaran maupun pergeseran.

*Gearbox* merupakan suatu alat khusus yang diperlukan untuk menyesuaikan daya atau torsi (momen/daya) dari motor yang berputar dan *gearbox* juga adalah alat pengubah daya dari motor yang berputar menjadi tenaga yang lebih kecil atau sebaliknya.

### 2.8.2 *Fungsi dan Prinsip Kerja Gear Box*

*Gear box* atau transmisi adalah salah satu komponen utama motor yang disebut sebagai sistem pemindah tenaga, transmisi berfungsi untuk memindahkan dan mengubah tenaga dari motor yang berputar, yang digunakan untuk memutar spindel mesin maupun melakukan gerakan *feeding*. Transmisi juga berfungsi untuk mengatur kecepatan gerak dan torsi serta berbalik putaran, sehingga dapat bergerak maju dan mundur. Transmisi manual atau lebih dikenal sebagai *gear box* mempunyai beberapa fungsi antara lain:

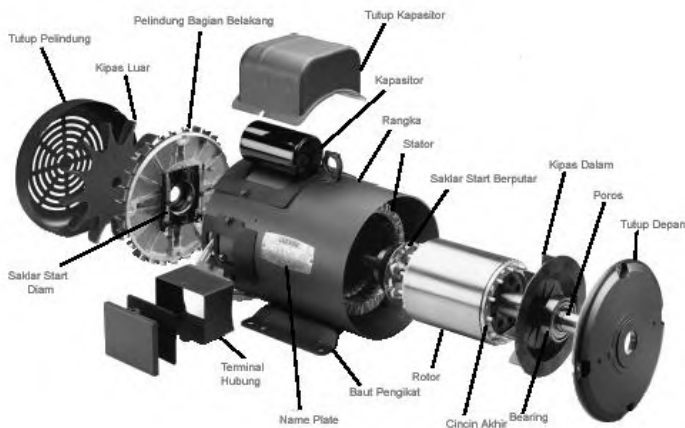
1. Merubah momen puntir yang akan diteruskan ke spindel mesin.
2. Menyediakan rasio gigi yang sesuai dengan beban mesin.
3. Menghasilkan putaran mesin tanpa selip

Prinsip Kerja *Gear Box* diawali dari putaran dari motor diteruskan ke input *shaft* (poros input) melalui hubungan antara *clutch* atau kopling, kemudian putaran diteruskan ke *main shaft* (poros utama), torsi atau momen di *mainshaft* diteruskan ke spindel mesin, karena adanya perbedaan rasio dan bentuk dari gigi-gigi tersebut sehingga rpm atau putaran spindel yang dikeluarkan berbeda, tergantung dari rpm yang di inginkan.

## 2.9 Motor AC

Motor induksi adalah motor listrik bolak-balik (AC) yang putaran rotornya tidak sama dengan putaran medan *stator*, dengan kata lain putaran *rotor* dengan putaran medan *stator* terdapat selisih putaran yang disebut *slip*. Pada umumnya motor induksi dikenal ada dua macam berdasarkan jumlah fasa yang digunakan, yaitu: motor induksi satu fasa dan motor induksi tiga fasa.

Sesuai dengan namanya motor induksi satu fasa dirancang untuk beroperasi menggunakan suplai tegangan satu fasa yang sering digunakan sebagai penggerak pada peralatan yang memerlukan daya rendah dan kecepatan yang relatif konstan. Hal ini disebabkan karena motor induksi satu fasa memiliki beberapa kelebihan yaitu konstruksi yang cukup sederhana, kecepatan putar yang hampir konstan terhadap perubahan beban, dan umumnya digunakan pada sumber jala-jala satu fasa yang banyak terdapat pada peralatan domestik. Walaupun demikian motor ini juga memiliki beberapa kekurangan, yaitu kapasitas pembebanan yang relatif rendah, tidak dapat melakukan pengasutan sendiri tanpa pertolongan alat bantu dan efisiensi yang rendah.



**Gambar 2.12** Konstruksi umum motor induksi satu fasa

Konstruksi motor induksi satu fasa hampir sama dengan konstruksi motor induksi tiga fasa, yaitu terdiri dari dua bagian utama yaitu *stator* dan *rotor*. Keduanya merupakan rangkaian magnetik yang berbentuk silinder dan simetris. Di antara *rotor* dan *stator* ini terdapat celah udara yang sempit.

*Stator* merupakan bagian yang diam sebagai rangka tempat kumparan *stator* yang terpasang. *Stator* terdiri dari : inti *stator*, kumparan *stator*, dan alur *stator*. Motor induksi satu fasa dilengkapi dengan dua kumparan *stator* yang dipasang terpisah, yaitu kumparan utama (*main winding*) atau sering disebut dengan kumparan berputar dan kumparan bantu (*auxiliary winding*) atau sering disebut dengan kumparan *start*.

*Rotor* merupakan bagian yang berputar. Bagian ini terdiri dari : inti *rotor*, kumparan *rotor* dan alur *rotor*. Pada umumnya ada dua jenis *rotor* yang sering digunakan pada motor induksi, yaitu *rotor* belitan (*wound rotor*) dan *rotor* sangkar (*squirrel cage rotor*).

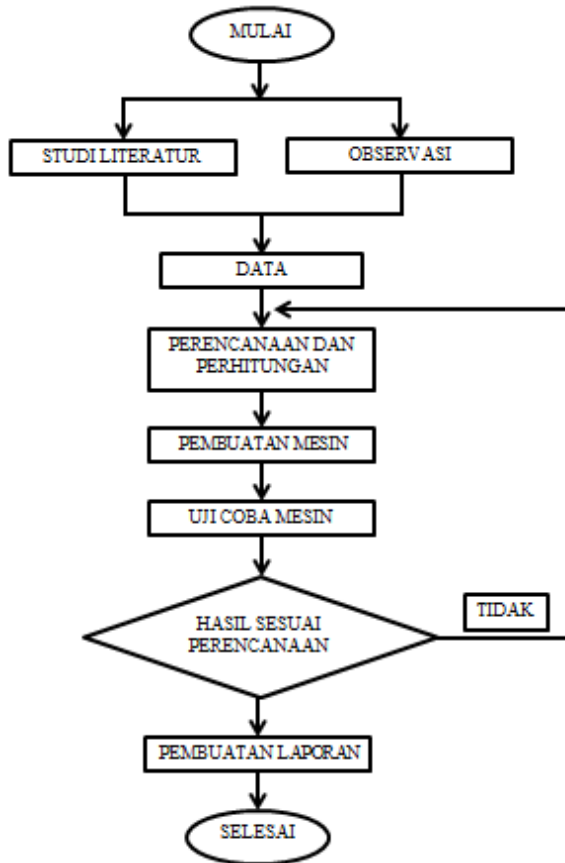
*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



### BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas secara detail mengenai perencanaan dan pembuatan mesin, secara keseluruhan proses pembuatan dan penyelesaian Tugas Akhir ini digambarkan dalam diagram alir atau *flow chart* di bawah ini.

#### 3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Bending Kayu



**Gambar 3.1** Diagram Alir Pembuatan Mesin Bending Kayu

### 3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Bending Kayu

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut:

#### 1. Observasi

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

#### 2. Studi literatur

Pada studi literatur meliputi proses mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai perencanaan mesin bending kayu. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber antara lain *text book*, informasi dari UKM “Empoe Kayoe” Sidoarjo, tugas akhir yang berkaitan, juga dari media internet dan *survey* mengenai komponen-komponen di pasaran.

#### 3. Data lapangan

Dari lapangan didapat data observasi dari UKM Empoe Kayoe meliputi : Dimensi kayu *furniture* yang akan pelengkungan, waktu proses pelengkungan, jenis kayu yang akan dibending, dan kecepatan rata-rata pelengkungan.. Berdasarkan data – data diatas disimpulkan bahwa mesin bending kayu yang digunakan untuk melengkungkan kayu *furniture* masih menggunakan mekanisme manual yang relatif membutuhkan waktu yang lama dan banyak tenaga.

#### **4. Konsep**

Konsep dari mesin *bending* kayu ini adalah dengan memasukkan kayu pada mesin *steam* terlebih dahulu sebelum di *bending*. Jika proses *steam* selesai kayu siap untuk dilakukan proses *bending*. Memasang kayu pada *matras* yang telah diatur dengan sudut yang diinginkan kemudian *punch* akan turun untuk melakukan proses bending yang digerakkan melalui *power screw* dengan penggerak utama adalah Motor. Dari hasil perhitungan awal diperoleh daya motor yang dibutuhkan 1 HP, hal ini sesuai dengan kondisi daya listrik secara umum pada UKM *furniture* kayu, dengan *output* putaran kerja 57 rpm.

#### **5. Perencanaan dan Perhitungan**

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan di rancang ini adalah mesin bending kayu dengan sistematika gaya tekan untuk bending kayu.

#### **6. Penyiapan komponen permesinan**

Penyiapan komponen ini meliputi beberapa mesin antara lain: Motor AC 2850 rpm (1 Hp), *Reducer (gear box)* (1:50), elemen mesin (*power screw, belt and pulley, bevel gear*), kerangka mesin dan seterusnya.

#### **7. Pembuatan mesin**

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan mesin. Dari komponen yang

diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat mesin yang sesuai dengan desain yang telah dibuat,

## 8. Uji permesinan

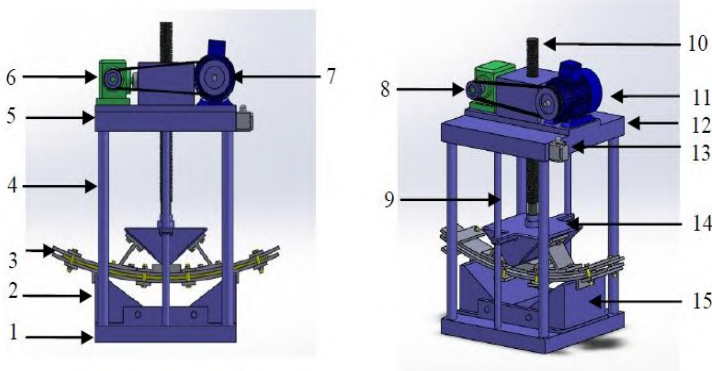
Setelah mesin selesai dibuat lalu dilakukan pengujian dengan mengoperasikan mesin tersebut. Dalam pengujian nanti akan dicatat dan dibandingkan waktu dan juga benda yang dihasilkan melalui proses manual dengan mesin.

## 9. Pembuatan laporan

Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan mesin bending kayu, dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

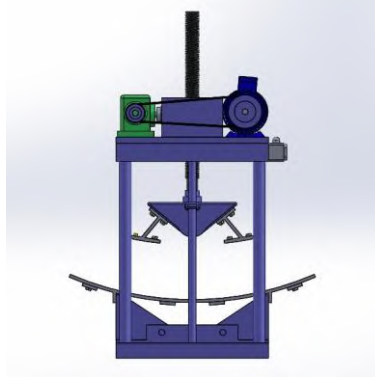
### 3.1 Mekanisme Kerja Mesin Bending Kayu

Mekanisme kerja mesin *Bending Kayu* ini pada awalnya adalah meletakkan kayu yang akan ditebuk atau dibentuk melengkung ke tempat matras dan kemudian diatur agar ujung *punch* tepat berada di bagian tengah kayu. seperti di tunjukkan pada gambar desain mesin di bawah ini :



**Gambar 3.2** *Mesin Bending Kayu*

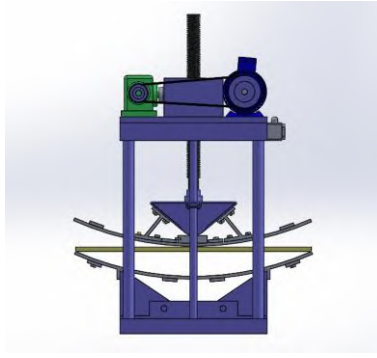
Proses penekukan atau pelengkungan pada kayu adalah dengan cara menguapi kayu terlebih dahulu pada drum steam yang berisi air yang telah dipanaskan, untuk memperoleh kelembaban (*humidity*) yang diinginkan untuk menurunkan kekuatan kayu sehingga mudah ditekuk atau dilengkungkan.



**Gambar 3.3** *Matras bawah diletakkan diatas penumpu*

Sesudah kayu ditambah kadar airnya, kayu diletakkan di atas matras bawah. Kemudian bagian tengah kayu segaris dengan bagian tengah matras bawah. Sebelum kayu diletakkan pada matras, matras diletakkan pada penumpu (15). Penumpu mempunyai kapasitas 1 kayu atau 1 matras pada satu kali proses pelengkungan. Kayu yang akan dilengkungkan menggunakan ukuran standar dari “UKM Empoe Kayoe” yaitu 80 cm x 9 cm x 1.5 cm. Untuk kelengkungan matras  $r = 100$  cm, mengikuti dari permintaan dari mitra.

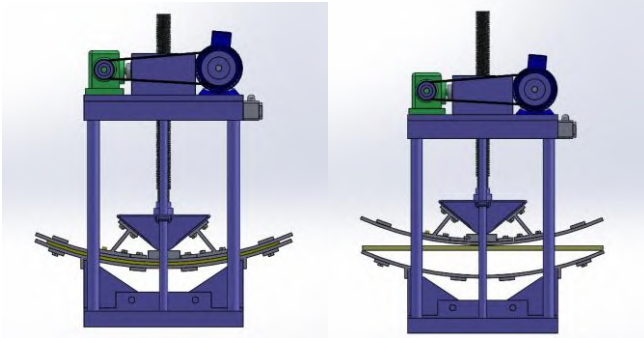
Setelah kayu diletakkan pada matras bawah, kemudian matras atas di pasang pada bagian punch atau penekan dikunci dengan baut ukuran M12.



**Gambar 3.4** *Matras atas dipasang pada punch atau penekan*

Setelah semua komponen dipasang dengan tepat, Mesin siap dijalankan dengan menyambungkan kabel pada sumber listrik lalu *cam starter* (13) digerakkan atau digeser ke angka II, maka motor listrik (11) dengan daya 1 HP, kecepatan 2850 rpm yang terletak pada dudukan motor (5) kemudian daya ditransmisikan melalui sistem transmisi *pulley* (7 dan 8) dan *belt* () menuju *reducer* dengan rasio *gearbox* 1:50 (7) dari *reducer* daya ditransmisikan lagi oleh *bevel gear* menuju *power screw* (6) lalu kemudian *Punch*. *Power screw* berfungsi sebagai penggerak arah vertikal untuk menaikturunkan *punch* (14) dan juga dapat berfungsi sebagai pemutar sumbu untuk memberikan gaya rotasi pada unit *punch*. Perputaran dari *power screw* itu sendiri diatur melalui rangkain yang dapat dijalankan melalui *cam starter* (13) dengan gerakan searah jarum jam (*Clockwise*) dan berlawanan arah jarum jam (*Counter clockwise*). Untuk menjaga agar gaya yang bekerja tidak merubah posisi punch dan bergerak lurus. Maka ditambahkan komponen penuntun atau *guide* (9).

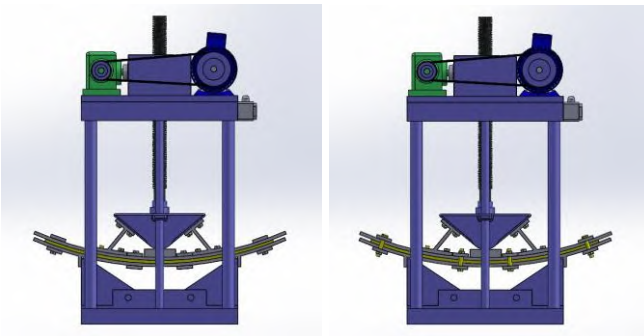
Setelah kayu diletakkan pada matras dan titik tengah kayu dengan titik tengah matras telah segaris, Maka kayu siap dilengkungkan atau ditekuk, tuas pada *cam starter* digeser atau digerakkan ke angka I untuk menyalakan motor kemudian akan menggerakkan *punch* ke bawah.



**Gambar 3.5** *Punch menekan kayu hingga melengkung*

Setelah kayu melengkung dan *punch*, kayu dan matras saling berhimpitan maka *cam starter* yang semula di angka I kemudian digeser atau digerakkan ke angka 0 untuk dilakukan waktu penahanan, waktu penahanan ini berfungsi untuk memberikan waktu kepada operator untuk melakukan proses *clamping*.

Proses *Clamping* dilakukan dengan mengunci plat yang melintang di atas dan di bawah plat dengan mengencangkan baut. Empat *clamp* ini bertujuan untuk mempertahankan lengkungan kayu agar mengikuti bentuk matras dengan sempurna.



**Gambar 3.6** *Sebelum dan sesudah clamp terpasang*

Proses *clamping* bertujuan agar kayu tetap mengikuti pola lengkungan pada matras. Setelah proses *clamping* dilakukan, selanjutnya menggeser atau menggerakkan tuas *cam starter* pada angka II untuk menggerakkan *punch* ke atas, tidak menekan atau memberikan beban atau gaya pada kayu.

Setelah proses *clamping* selesai, baut yang mengunci *punch* dan matras atas dilepas. Setelah baut dilepas, *punch* dinaikkan ke atas dengan menggeser ke atas tuas pada *cam starter* dan angka 0 ke angka II.

Setelah rangkaian proses di atas maka proses penekukan kayu telah selesai dan kayu siap dilakukan proses pengeringan.



## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas tentang perhitungan alat *bending* kayu, yaitu analisa daya gaya yang nantinya dibutuhkan dalam mesin agar dapat berjalan dan berfungsi dengan baik, yaitu menghitung daya motor pada saat bekerja sampai memutar ulir penggerak atau *power screw* dilanjutkan dengan perhitungan perencanaan elemen mesin yang mendukung perencanaan alat *bending* kayu sehingga aman dalam pengoperasiannya.

### 4.1 Spesifikasi Material yang Digunakan

Material yang di gunakan sebagai Benda Kerja adalah kayu *pallet* dengan dimensi material yaitu  $p \times L \times T = 0,8 \text{ m} \times 0,09 \text{ m} \times 0,015 \text{ m}$ . Material tersebut memiliki data-data pada tabel 2.1.

### 4.2 Perhitungan Gaya *Bending*

*Bending* merupakan proses membengkokkan suatu material dengan cara memberikan gaya *bending* secara tegak lurus terhadap material untuk mendapatkan deformasi plastis.

Besar gaya *bending* untuk mem-*bending* kayu *pallet* dapat dihitung dengan persamaan 2.1, yaitu sebagai berikut:

$$F = k \frac{L \cdot T^2 Y}{W}$$

(Kalpakjian, Schmid, 2009)

Diketahui : *Bending Yield strength* (tabel 2.1) =  $87,7 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

Lebar kayu = 0,09 m

Tebal kayu = 0,015 m

Lebar bentangan *dies* = 0,8 m

$$F = k \frac{L \cdot T^2 Y}{W}$$

$$= 1,3 \frac{0,09 \text{ m} \cdot (0,015 \text{ m})^2 \cdot 87,7 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{0,8 \text{ m}}$$

$$= 2885,878 \text{ N}$$

### 4.3 Perhitungan Pada Ulir Penggerak (*Power Screw*)

Dari perencanaan mesin jarak *power screw* turun adalah 15,2 cm, kapasitas alat 0,75 menit perbuah dalam proses *bending* (naik-turun *punch*) dengan putaran motor 57 rpm, maka:

- Jarak tempuh punch (naik-turun) :  $2 \times 15,2 \text{ cm} = 30,4 \text{ cm}$
- Putaran motor (n) : 57 rpm
- Waktu yang dibutuhkan : 0,75 menit

➤ Kecepatan yang dibutuhkan:

$$v = \frac{s}{t}$$

$$= \frac{30,4 \text{ cm}}{0,75 \text{ min}}$$

$$= \frac{40,53 \text{ cm}}{\text{min}}$$

$$= \frac{405,3 \text{ mm}}{\text{min}}$$

➤ Pitch yang dibutuhkan power screw:

$$v = p \cdot n$$

$$\frac{405,3 \text{ mm}}{\text{min}} = p \cdot 57 \text{ rpm}$$

$$p = \frac{405,3 \text{ mm/min}}{57 \text{ rpm}}$$

$$p = 7,11 \text{ mm}$$

➤ Direncanakan menggunakan ulir jenis *square threads* dengan ukuran dasar standar ulir segi empat. apabila diketahui menggunakan tabel:

$$d_o = \frac{5}{4} \text{ in} = 31,75 \text{ mm}$$

$$d_r = 1,208 \text{ in} = 30,683 \text{ mm}$$

$$N_{tr} = 3 \text{ in}$$

maka,

$$\text{➤ } p = \frac{1}{N_{tr}}$$

$$= \frac{1}{\frac{3}{in}}$$

$$= 0,333 \text{ in}$$

$$= 8,458 \text{ mm}$$

$$\text{➤ } b = \frac{p}{2}$$

$$= \frac{0,333 \text{ in}}{2}$$

$$= 0,1665 \text{ in}$$

$$= 4,229 \text{ mm}$$

$$\text{➤ } h = \frac{p}{2}$$

$$= 0,1665 \text{ in}$$

$$= 4,229 \text{ mm}$$

$$\text{➤ } d_p = \frac{d_o + d_r}{2}$$

$$= \frac{1,25 \text{ in} + 1,208 \text{ in}}{2}$$

$$= 1,229 \text{ in}$$

$$= 31,217 \text{ mm}$$

$$\text{➤ } d_m = \frac{d_p + d_r}{2}$$

$$= \frac{1,229 \text{ in} + 1,208 \text{ in}}{2}$$

$$= 1,219 \text{ in}$$

$$= 30,963 \text{ mm}$$

$$\text{➤ } \omega = \frac{2 \pi \cdot n}{60}$$

$$= \frac{2 \pi \cdot 57 \text{ rpm}}{60} = 5,966 \text{ rad/s}$$

Keterangan:

$d_o$  = diameter luar ulir

$d_r$  = diameter kaki ulir

$N_{tr}$  = jumlah ulir per inch

$p$  = *pitch*

$b$  = lebar ulir

$h$  = tinggi ulir

$d_p$  = diameter *pitch*

$d_m$  = diameter rata-rata ulir

a. Torsi yang dibutuhkan

Torsi yang dibutuhkan untuk menekan beban sebesar 2885,878 N sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 T_R &= \frac{d_m \cdot W}{2} \left( \frac{\pi \cdot f_s \cdot d_m + l \cos \theta_n}{\pi \cdot d_m \cdot \cos \theta_n - f_s \cdot l} \right) \\
 &= \frac{30,963 \text{ mm} \cdot 2885,878 \text{ N}}{2} \\
 &\quad \left( \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 30,963 \text{ mm} + 8,458 \text{ mm} \cos 0^\circ}{\pi \cdot 30,963 \text{ mm} \cdot \cos 0^\circ - 0,2 \cdot 8,458 \text{ mm}} \right) \\
 &= 89355,441 \text{ N} \cdot \text{mm} \text{ (0,292)} \\
 &= 26091,789 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

b. Daya yang dibutuhkan

$$\begin{aligned}
 P &= T \cdot \omega \\
 &= T \cdot \frac{2 \pi \cdot n}{60} \\
 &= 26091,789 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{2 \pi \cdot 57 \text{ rpm}}{60} \\
 &= 155663,61 \text{ N} \cdot \text{mm/s} \\
 &= 155,664 \text{ N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \\
 &= 155,664 \text{ W}
 \end{aligned}$$

c. Torsi yang dibutuhkan untuk memutar *power screw* sendiri

$$m_{\text{screw}} + m_{\text{punch}} = 4 \text{ kg} + 8 \text{ kg} = 12 \text{ kg}$$

$$n = 57 \text{ rpm}$$

Torsi yang dibutuhkan untuk memutar *power screw* sendiri adalah sebagai berikut:

➤ Mencari momen inersia *power screw*:

$$\begin{aligned}
 I &= m \cdot r^2 \\
 &= m \cdot \left( \frac{d_m}{2} \right)^2 \\
 &= 12 \text{ kg} \left( \frac{30,963 \text{ mm}}{2} \right)^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 12 \text{ kg} \cdot 239,677 \text{ mm}^2 \\
 &= 2876,124 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \\
 &= 2876,124 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{10^6 \cdot \text{mm}^2} \\
 &= 2,876 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

- Mencari torsi untuk memutar *power screw* sesaat dalam waktu 1 detik

$$\begin{aligned}
 T &= I \cdot \alpha \\
 &= I \cdot \frac{\Delta \omega}{\Delta t} \\
 &= I \cdot \left( \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_1 - t_0} \right) \\
 &= 2,876 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \left( \frac{5,966 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - 0}{1 \text{ s} - 0} \right) \\
 &= 2,876 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \left( 5,966 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right) \\
 &= 17,158 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 / \text{s}^2 \\
 &= 17,158 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m} \\
 &= 17,158 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

- Daya yang dibutuhkan untuk memutar *power screw* sendiri

$$\begin{aligned}
 P &= T \cdot \omega \\
 &= T \cdot \frac{2 \pi \cdot n}{60} \\
 &= 17,158 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 5,966 \text{ rad/s} \\
 &= 102,365 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m/s} \\
 &= 0,102 \text{ N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \\
 &= 0,102 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Jadi, daya total yang dibutuhkan untuk melekungkan kayu dan memutar *power* sendiri adalah:

$$\begin{aligned}
 P_{tot} &= P_1 + P_2 \\
 &= 155,664 \text{ W} + 0,102 \text{ W} \\
 &= 155,766 \text{ W} \\
 &= 0,207 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Maka dapat diketahui daya yang digunakan adalah 1 HP agar aman.

Pada perhitungan ulir penggerak, data-data dimensi ulir penggerak telah diketahui. Hal tersebut bertujuan agar kekuatan bahan dapat dihitung. Bahan dinyatakan aman jika kekuatan bahan yang direncanakan lebih kecil sama dengan kekuatan bahan yang diijinkan. Ulir penggerak yang digunakan pada mesin *bending* kayu ini telah diketahui beberapa data dari *power screw* antara lain:

- $W = F_b + F_p$   
 $= 2885,878 \text{ N} + 8 \text{ kgf}$   
 $= 294,177 \text{ kgf} + 8 \text{ kgf}$   
 $= 302,177 \text{ kgf}$
- $Pitch = 8,458 \text{ mm}$
- Diameter rata-rata ulir :  
 $d_m = 30,963 \text{ mm}$
- Kedalaman ulir :  $4,229 \text{ mm}$
- Jumlah ulir ( $z$ ) : 1

#### 4.3.1 Tegangan *Bearing*

Tegangan ini timbul antara permukaan ulir penggerak dengan permukaan ulir murnya. Besar tegangan *bearing* dapat dihitung dengan persamaan 2.31 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \sigma_B &= \frac{W}{\pi \cdot d_m \cdot h \cdot z} \\
 &= \frac{302,177 \text{ kgf}}{\pi \cdot 30,963 \text{ mm} \cdot 4,229 \text{ mm} \cdot 1} \\
 &= 0,735 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned}$$

### 4.3.2 Tegangan Bending

Beban W dianggap merata dan bekerja pada diameter rata-rata ( $d_m$ ), yang berjarak  $0,5h$  dari kaki ulir.

$$\sigma_b = \frac{M.c}{I} = \frac{M}{\frac{I}{c}} = \frac{W . 0,5 h}{(\pi . d_m . n) b^2 / 6}$$

$$\sigma_b = \frac{3 . W . h}{(\pi . d_m . z) b^2}$$

$$\sigma_b = \frac{3 . 302,177 \text{ kgf} . 4,229 \text{ mm}}{(\pi . 30,963 \text{ mm} . 1) (4,229 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma_b = 2,205 \text{ kgf/mm}^2$$

### 4.3.3 Menentukan Tegangan Geser Maksimum

Besarnya tegangan geser maksimum pada batang ulir dapat dihitung sebagai berikut :

$$\tau_{\text{max}} = \frac{3 . W}{2 . \pi . dr . z . b}$$

$$= \frac{3 \times 302,177 \text{ kgf}}{2 . \pi . 30,683 \text{ mm} . 1 . 4,229 \text{ mm}}$$

$$= 1,113 \text{ kgf/mm}^2$$

### 4.3.4 Menentukan Tegangan Tarik atau Kompresi

Untuk menghitung tegangan tarik atau kompresi dapat dihitung sebagai berikut :

$$\tau_c = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{\pi (dr + dp)^2}{4}$$

$$= \frac{\pi (30,683 + 31,217)^2}{4} \text{ mm}^2$$

$$= 751,955 \text{ mm}^2$$

maka Tegangan tarik atau kompresi dapat dihitung:

$$\tau_c = \frac{F}{A}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{294,177 \text{ kgf}}{751,955 \text{ mm}^2} \\
 &= 0,391 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned}$$

Jadi, Tegangan tarik yang terjadi sebesar  $0,391 \text{ kgf/mm}^2$ .

#### 4.3.5 Menentukan Tegangan Kombinasi

Untuk menghitung tegangan kombinasi dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \tau_{\text{kom}} &= \sqrt{\left(\frac{2 \cdot W}{\pi \cdot d_r^2}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_r^3}\right)^2} \\
 &= \sqrt{\left(\frac{2 \times 302,177 \text{ kgf}}{\pi \cdot (30,683 \text{ mm})^2}\right)^2 + \left(\frac{16 \times (26091,789 \text{ N} \cdot \text{mm} + 17,158 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi (30,683 \text{ mm})^3}\right)^2} \\
 &= 4,605 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned}$$

#### 4.3.6 Menentukan Kekuatan Bahan

Untuk mengetahui tegangan total yang bekerja pada *power screw* dapat dihitung dengan cara menjumlahkan semua tegangan, sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\text{tot max}} &= \sigma_B + \sigma_b + \tau_{s\text{max}} + \tau_c + \tau_{\text{kom}} \\
 &= (0,735 + 2,205 + 1,113 + 0,391 + 4,605) \text{ kgf/mm}^2 \\
 &= 9,049 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned}$$

Lalu bandingkan dengan kekuatan bahan yang menggunakan persamaan 2.45. Dalam perencanaan *power screw* ini digunakan bahan ST 37 yang memiliki kekuatan tarik ( $\sigma_u$ ) sebesar  $37 \text{ kgf/mm}^2$ .

$$\sigma_{\text{tot max}} \leq \frac{ks \cdot \sigma_{yp}}{sf}$$



$$\sigma_{tot \ max} \leq \frac{k_s \cdot \sigma_u \cdot 0,7}{sf}$$

$$9,049 \text{ kgf/mm}^2 \leq \frac{0,8 \cdot 37 \cdot 0,7}{2} \text{ kgf/mm}^2$$

$$9,049 \text{ kgf/mm}^2 \leq 10,36 \text{ kgf/mm}^2$$

Jadi dapat dinyatakan bahwa *power screw* yang digunakan aman.

#### 4.4 Perencanaan *Belt and Pulley*

*Belt* termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan dengan rantai dan roda gigi. *Belt* terpasang pada dua buah *pulley* (pule) atau lebih, pule pertama sebagai penggerak sedangkan pule kedua sebagai pule yang digerakkan. Pada Alat ini *Belt* dan Pule hanya sebagai transmisi daya, tanpa memperbesar atau memperkecil daya yang ditransmisikan.

Direncanakan :

- Daya (P) = 1 HP = 746 watt = 0,746 kW
- Putaran :  $n_1=2850$  rpm menjadi  $n_2=5700$  rpm

##### 4.4.1. Daya yang Ditransmisikan

Daya yang ditransmisikan atau dipindahkan oleh sistem *Belt* dan Pule adalah :

$$P_d = f_c \times P$$

Dimana :

- $P_d$  = Daya yang direncanakan
- $f_c$  = Faktor koreksi *Belt* (Lihat lampiran 2)
- P = Daya motor yang direncanakan (Hp)

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \times P \\ &= 1,3 \times 0,746 \text{ kW} \\ &= 0,9698 \text{ kW} \end{aligned}$$

Jadi, Daya Desain yang dibutuhkan adalah 0,945 Hp

#### 4.4.2. Torsi Pada *Belt*

- Torsi *pulley* besar (1)

$$\begin{aligned} T_1 &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{n_1} \\ &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{0,9698 \text{ kW}}{2850 \text{ rpm}} \\ &= 331,433 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

- Torsi *pulley* kecil (2)

$$\begin{aligned} T_2 &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{n_2} \\ &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{0,9698 \text{ kW}}{5700 \text{ rpm}} \\ &= 165,717 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

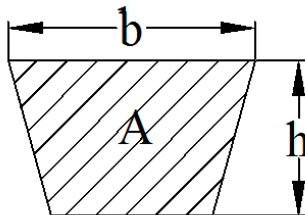
Sehingga dapat diketahui torsi pada pule 1 adalah 331,433 kgf.mm dan torsi pada pule 2 adalah 165,717 kgf.mm karena  $T_1 = 2 T_2$ .

#### 4.4.3. Dasar Pemilihan *Belt*

Berdasarkan Diagram Pemilihan *V-Belt*, dengan :

- Daya rencana 0,705 kW
- Putaran 5700 rpm

Maka Tipe *Belt* yang dipilih adalah tipe A melalui gambar 2.3. Berdasarkan lampiran 3 untuk Dimensi *V Belt* tipe A adalah sebagai berikut :



**Gambar 4.1** *Penampang belt*

*Sumber: Deutchman A, 1975:668*

Keterangan:

$$b = 13 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$A = 0,81 \text{ cm}^2 = 81 \text{ mm}^2$$

#### 4.4.4. Menghitung Diameter *Pulley*

Diketahui: Diameter *pulley* kecil ( $D_2$ ) = 51 mm

Maka diameter *pulley* besar ( $D_1$ ) dapat diketahui:

$$\begin{aligned} \frac{n_1}{n_2} &= \frac{D_2}{D_1} \\ \frac{2850 \text{ rpm}}{5700 \text{ rpm}} &= \frac{51 \text{ mm}}{D_1} \\ D_1 &= \frac{290700 \text{ rpm} \cdot \text{mm}}{2850 \text{ rpm}} \\ &= 102 \text{ mm} \end{aligned}$$

#### 4.4.5. Perencanaan Panjang *Belt*

Berdasarkan tabel 2.5 Sudut kontak dan panjang *belt*, didapatkan persamaan untuk mencari panjang *belt* sebagai berikut dengan jarak antara sumbu *pulley* satu dan dua sebesar 320 mm:

$$\begin{aligned} L &= 2C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \\ &= 2 \times 320 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} (102 \text{ mm} + 51 \text{ mm}) + \frac{(51 \text{ mm} - 102 \text{ mm})^2}{4 \times 320 \text{ mm}} \\ &= 640 \text{ mm} + 1,57 (153 \text{ mm}) + 2,032 \text{ mm} \\ &= 640 \text{ mm} + 240,21 \text{ mm} + 2,032 \text{ mm} \\ &= 882,242 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk penyesuaian *belt* yang akan dipakai, melihat lampiran 4 sehingga panjang *belt* yang dipakai adalah 900 mm.

#### 4.4.6. Kecepatan Keliling atau Kecepatan *Linier*

Kecepatan keliling atau kecepatan *linier* pule dapat dirumuskan melalui persamaan 2.31 sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \times D_1 \times n_1}{60 \times 1000}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\pi \times 102 \text{ mm} \times 2850 \text{ rpm}}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{913260,984 \text{ m}}{60000 \text{ s}} \\
 v &= 15,221 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

#### 4.4.7. Menghitung Gaya-Gaya pada *Belt*

Gaya-gaya yang terdapat pada *belt* ada 3 macam antara lain gaya tangensial, gaya normal dan gaya radial yang akan dibahas sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 P_d &= \frac{F_e \times v}{102} \\
 F_e &= \frac{102 \times P_d}{v} \\
 &= \frac{102 \times 0,9698 \text{ kW}}{15,221 \text{ m/s}} \\
 &= 6,499 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

- Mencari harga  $F_1$  dan  $F_2$  :

$$F_1 / F_2 = e^{f \cdot \alpha}$$

Dimana ;  $f$  : koefisien gesek (table 2.3)

$\alpha$  : sudut kontak

$e$  : eksponen

Mengacu pada tabel 2.4 sudut kontak dan panjang *belt*, maka  $\alpha$  dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \alpha &= 180^\circ - \frac{D_1 - D_2}{C} \times 60^\circ \\
 &= 180^\circ - \frac{(102 \text{ mm} - 51 \text{ mm})}{320 \text{ mm}} \times 60^\circ \\
 &= 170,4375^\circ \\
 &= 2,979 \text{ rad} \longrightarrow 1 \text{ rad} = 360^\circ / 2\pi = 57,2^\circ
 \end{aligned}$$

Maka  $f = 0,3$

$$F_1 / F_2 = e^{f \cdot \alpha}$$

$$F_1 / F_2 = e^{0,3 \cdot 2,979}$$

$$F_1 / F_2 = e^{0,8937}$$

$$F_1 = 2,444 F_2$$

- Berdasarkan persamaan diatas diperoleh :

$$F_e = F_1 - F_2 \qquad F_1 = 2,444 F_2$$

$$\begin{aligned}
 F_e &= 2,444 F_2 - F_2 &= 2,444 \times 4,5 \text{ kgf} \\
 F_e &= 1,444 F_2 &= 10,998 \text{ kgf} \\
 F_2 &= F_e / 1,444 \\
 F_2 &= 6,499 \text{ kgf} / 1,444 \\
 F_2 &= 4,5 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

#### 4.4.8. Tegangan Maksimum yang Terjadi Pada Belt

Tegangan maksimum ( $\sigma_{\max}$ ) terjadi pada saat *belt* mulai menyentuh pule penggerak atau di titik awal *belt* memasuki pule penggerak. Besarnya tegangan maksimum merupakan penjumlahan dari ke empat tegangan-tegangan tersebut.

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\max} &= \frac{F_0}{A} + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}} \\
 &= 12 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + \frac{6,499 \text{ kgf}}{2 \times 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{1,5 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \times (15,221 \text{ m/s})^2}{10 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + 300 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \\
 &\quad \times \frac{0,8 \text{ cm}}{5,1 \text{ cm}} \\
 &= 12 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 4,012 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 2,327 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 47,059 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \\
 &= 65,398 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}
 \end{aligned}$$

Jadi Tegangan Maksimum yang dialami *belt* adalah sebesar  $65,398 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$ .

#### 4.4.9. Prediksi Umur Belt

Untuk dapat mengetahui atau memprediksi umur *belt*, maka digunakan persamaan 2.36a dan 2.36b sebagai berikut :

$$\sigma_{\max}^m \cdot 3600 \cdot u \cdot X \cdot H = \sigma_{\text{fat}}^m \cdot N_{\text{base}}$$

$$H = \frac{N_{\text{base}}}{3600 \cdot \mu \cdot x} \left[ \frac{\sigma_{\text{fat}}}{\sigma_{\max}} \right]^m$$

➤ Mencari nilai  $\mu$

$$\begin{aligned}
 \mu &= \frac{v}{L} \\
 &= \frac{15,221}{900} \\
 &= \frac{0,0169}{s}
 \end{aligned}$$

- $\sigma_{fat}$   
Untuk V-Belt,  $\sigma_{fat} = 90 \text{ kg/cm}^2$
- Umur Belt

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{N_{base}}{3600 \cdot \mu \cdot x} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \\
 &= \frac{10^7}{3600 \cdot \frac{0,0169}{s} \cdot 2} \left[ \frac{90 \frac{kg}{cm^2}}{65,398 \frac{kgf}{cm^2}} \right]^8 \\
 &= \frac{10^7}{121,68} \cdot jam [1,376]^8 \\
 &= \frac{10^7 \cdot 12,851}{121,68} \text{ jam} \\
 &= 0,106 \times 10^7 \text{ jam} \\
 &= 1060000 \text{ jam} \\
 &= 124,063 \text{ tahun}
 \end{aligned}$$

#### 4.5. Perencanaan Rasio Gear Box

Daya motor untuk meneruskan putaran pada transmisi mesin *bending* kayu kaca direncanakan 1 HP. Berdasarkan putaran yang dibutuhkan *power screw* ( $n_2$ ) adalah 114 rpm dan jika, putaran motor yang diteruskan melalui *belt and pulley* dengan rasio 2:1 ( $n_1$ ) = 5700 rpm, maka rasio *gear box* dapat diketahui yaitu:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{114}{5700} = \frac{1}{50}$$

Jadi untuk menjadikan putaran pada *reducer* 114 rpm, maka perlu dipasang *reducer* dengan nilai  $i = 1:50$  berdasarkan perhitungan rasio *gear box*.

#### 4.6. Perencanaan Bevel Gear

*Bevel gear* merupakan salah satu alat yang berfungsi untuk memindahkan daya dengan kedudukan yang tidak *parallel* dan saling berpotongan.

Direncanakan:

*Bevel Gear* halus yang memiliki putaran  $n_1=114$  rpm dan  $n_2=57$  rpm dengan daya 0,746 kW dan sudut tekan  $\Phi=20^\circ$  dan sudut *helix*  $\psi=25^\circ$

#### 4.6.1 Menghitung torsi

- Torsi *Pinion*

$$\begin{aligned} T_1 &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{P}{n_1} \\ &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{0,746 \text{ kW}}{2850 \text{ rpm}} \\ &= 254,949 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

- Torsi *Gear*

$$\begin{aligned} T_2 &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{P}{n_2} \\ &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{0,746 \text{ kW}}{5700 \text{ rpm}} \\ &= 127,474 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

#### 4.6.2 Menghitung Jumlah Gigi

Jumlah gigi *pinion* dan *gear* dapat dihitung melalui perbandingan antara putaran dan jumlah gigi.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{114 \text{ rpm}}{57 \text{ rpm}} = \frac{32 \text{ buah}}{16 \text{ buah}}$$

Jadi, jumlah gigi *pinion* adalah 16 buah dan gigi *gear* sebanyak 32 buah.

#### 4.6.3 Menghitung Diameter Gigi *Pinion* Dan *Gear*

*Diametral pitch* roda gigi halus adalah  $20 < D_p < 128$ , maka diasumsikan besar *diametral pitch* adalah 25 per in.

- Diameter *Pinion*

$$\begin{aligned} D_1 &= \frac{Z_1}{D_{tp}} \\ &= \frac{16}{\frac{25}{in}} \\ &= 0,64 \text{ in} \\ &= 16,256 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Diameter *Gear*

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{Z_2}{D_{tp}} \\ &= \frac{32}{\frac{25}{in}} \\ &= 1,28 \text{ in} \\ &= 32,512 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan *circular pitch* (jarak bagi lingkaran) besarnya:

$$\begin{aligned} p &= \frac{\pi \cdot D_1}{Z_1} \\ &= \frac{\pi \cdot 16,256 \text{ mm}}{16} \\ &= 3,192 \text{ mm} \end{aligned}$$

#### 4.6.4 Menghitung Kecepatan Roda Gigi

$$\begin{aligned} v_p &= \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{1000} \\ &= \frac{\pi \cdot 16,256 \text{ mm} \cdot 114 \text{ rpm}}{1000} \\ &= 5,822 \text{ mm/min} \\ &= 0,019 \text{ ft/min} \end{aligned}$$



#### 4.6.5 Menghitung Gaya-Gaya yang Bekerja Pada Roda Gigi

Gaya-gaya yang terdapat pada *bevel gear* terdiri atas 3 macam antara lain gaya tangensial, gaya normal dan gaya radial yang akan dibahas sebagai berikut:

- Gaya Tangensial

$$\begin{aligned} T_1 &= F_t \cdot r_1 \\ F_t &= \frac{T_1}{r_1} \\ &= \frac{254,949 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{8,128 \text{ mm}} \\ &= 31,367 \text{ kgf} \end{aligned}$$

- Gaya Normal

$$\begin{aligned} \cos \Phi &= \frac{F_t}{F_n} \\ F_n &= \frac{F_t}{\cos \Phi} \\ &= \frac{31,367 \text{ kgf}}{\cos 20^\circ} \\ &= 33,38 \text{ kgf} \end{aligned}$$

- Gaya Radial

$$\begin{aligned} \sin \Phi &= \frac{F_r}{F_n} \\ F_r &= \sin \Phi \cdot F_n \\ &= \sin 20^\circ \cdot 33,38 \text{ kgf} \\ &= 11,417 \text{ kgf} \end{aligned}$$

- Bahan *bevel gear* :

$$S \ 45 \ C \rightarrow \sigma_{yp} = 58 \text{ kgf/mm}^2 = 82495,014 \text{ psi}$$

#### 4.6.6 Menghitung Lebar Gigi

Pada umumnya dalam perencanaan roda gigi adalah mencari lebar gigi, karena secara umum dimensi roda gigi sudah distandarkan. Untuk mendapatkan nilai lebar gigi, maka dapat digunakan persamaan berikut:

$$\begin{aligned}
 b &\geq \frac{F_t \cdot sf}{k_b \cdot \sigma_{yp} \cdot y \cdot p} \\
 &\geq \frac{31,367 \text{ kgf} \cdot 2}{1,1.58 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \cdot 0,295 \cdot 3,192 \text{ mm}} \\
 &\geq 1,045 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Maka dalam mesin digunakan lebar gigi yang sesuai dengan standar dengan diameternya, besar lebar gigi adalah 25 mm = 0,984 in.

#### 4.6.7 Persamaan AGMA

Persamaan AGMA (*American Gear Manufacture*) merupakan persamaan yang digunakan khusus dalam perencanaan *gear*. Persamaan AGMA dihitung untuk membuktikan bahwa *bevel gear* yang direncanakan aman, baik dari segi kekuatan gigi maupun ketahanan gigi *bevel gear* terhadap aus.

##### 4.6.7.1 Persamaan AGMA untuk Kekuatan Gigi

$$\begin{aligned}
 \sigma_b &= \frac{F_t \cdot K_o \cdot D_{tp} \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J} \\
 &= \frac{31,367 \text{ kgf} \cdot 1,25 \cdot 25/\text{in} \cdot 1 \cdot 1,3}{1 \cdot 0,984 \text{ in} \cdot 0,275} \\
 &= 4709,107 \text{ kgf/in}^2 \\
 &= 10383,581 \text{ lbf/in}^2 \\
 &= 10383,581 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

Aman terhadap kekuatan agar gigi tidak patah apabila:

$$\begin{aligned}
 \sigma_b &\leq |\sigma_b| \\
 10383,581 \text{ psi} &\leq \frac{|\sigma_{at}| \cdot K_L}{K_T \cdot K_R} \\
 10383,581 \text{ psi} &\leq \frac{82495,014 \text{ psi} \cdot 0,9}{1 \cdot 1,33}
 \end{aligned}$$

$$10383,581 \text{ psi} \leq 55823,694 \text{ psi}$$

Dari perhitungan di atas dapat disimpulkan bahwa gigi pada *bevel gear* aman dari patah karena tegangan yang terjadi pada kaki gigi  $\sigma_b$  lebih kecil dari tegangan ijin maksimum perencanaan  $|\sigma_b|$ .

#### 4.6.7.2 Persamaan AGMA untuk Keausan Gigi

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot D_1 \cdot b \cdot I}}$$

Koefisien elastis ( $C_p$ ) dipengaruhi oleh sifat elastis material *pinion* dan *gear*, diketahui modulus elastisitas untuk *pinion* baja  $E_g = 200 \text{ GPa}$  dan *gear plastic*  $E_p = 2 \text{ GPa}$ , maka:

$$\begin{aligned} C_p &= \sqrt{\frac{k}{\frac{(1-\mu_p^2)}{E_p} + \frac{(1-\mu_g^2)}{E_g}}} \\ &= \sqrt{\frac{1,5}{\frac{(1-0,2^2)}{200000 \text{ MPa}} + \frac{(1-0,2^2)}{2000 \text{ MPa}}}} \\ &= \sqrt{\frac{1,5}{0,00048}} \\ &= 55,902 \end{aligned}$$

Maka persamaan AGMA untuk keausan adalah:

$$\begin{aligned} \sigma_c &= C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot D_1 \cdot b \cdot I}} \\ \sigma_c &= 55,902 \sqrt{\frac{31,367 \text{ kgf} \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 1}{1 \cdot 16,256 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm} \cdot 0,13}} \\ &= 55,902 \cdot 1,218 \text{ kgf/mm}^2 \end{aligned}$$

$$= 68,106 \text{ kgf/mm}^2$$

Aman terhadap keausan apabila:

$$\sigma_c \leq |\sigma_{ac}| \left( \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right)$$

$$68,106 \text{ kgf/mm}^2 \leq 58 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \left( \frac{1.1}{1.0,8} \right)$$

$$68,106 \text{ kgf/mm}^2 \leq 72,5 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

Jadi, perencanaan *bevel gear* di atas aman terhadap tegangan keausan karena tegangan kompresi yang terjadi lebih kecil dibandingkan tegangan kompresi yang diijinkan.

## Lampiran 1. Tabel Konversi Satuan

TABLE. 1 Conversion Factors		
<b>Area</b>		
1 mm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 144 in. <sup>2</sup>	
1 cm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup> = 0.1550 in. <sup>2</sup>	1 in. <sup>2</sup> = 6.4516 cm <sup>2</sup> = 6.4516 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup>	
1 m <sup>2</sup> = 10.7639 ft <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 0.092 903 m <sup>2</sup>	
<b>Conductivity</b>		
1 W/m-K = 1 J/s-m-K		
= 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K	
<b>Density</b>		
1 kg/m <sup>3</sup> = 0.06242797 lbm/ft <sup>3</sup>	1 lbm/ft <sup>3</sup> = 16.018 46 kg/m <sup>3</sup>	
1 g/cm <sup>3</sup> = 1000 kg/m <sup>3</sup>		
1 g/cm <sup>3</sup> = 1 kg/L		
<b>Energy</b>		
1 J = 1 N-m = 1 kg-m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>		
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J	
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 <sup>-3</sup> Btu	
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ	
1 erg = 1.0 × 10 <sup>-7</sup> J	= 778.1693 lbf-ft	
1 eV = 1.602 177 33 × 10 <sup>-19</sup> J		
<b>Force</b>		
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N	
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)		
<b>Gravitation</b>		
g = 9.80665 m/s <sup>2</sup>	g = 32.17405 ft/s <sup>2</sup>	
<b>Heat capacity, specific entropy</b>		
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K	
<b>Heat flux (per unit area)</b>		
1 W/m <sup>2</sup> = 0.316 998 Btu/h-ft <sup>2</sup>	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> = 3.15459 W/m <sup>2</sup>	
<b>Heat transfer coefficient</b>		
1 W/m <sup>2</sup> -K = 0.176 11 Btu/h-ft <sup>2</sup> -R	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> -R = 5.67826 W/m <sup>2</sup> -K	
<b>Length</b>		
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.	
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m	
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m	
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km	
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m	

# Lampiran 1. Tabel Konversi Satuan (Lanjutan)

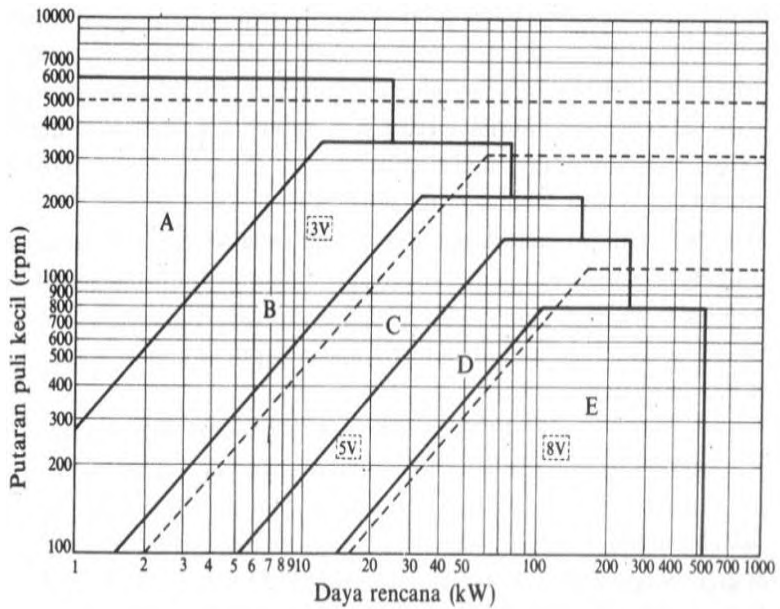
TABLE (Continued) Conversion Factors			
<b>Mass</b>			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= $6.47989 \times 10^{-5}$ kg	1 ton	= 2000 lbm
<b>Moment (torque)</b>			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
<b>Momentum (mV)</b>			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
<b>Power</b>			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
<b>Pressure</b>			
1 Pa	= 1 N/m <sup>2</sup> = 1 kg/m-s <sup>2</sup>	1 lbf/in. <sup>2</sup>	= 6.894 757 kPa
1 bar	= $1.0 \times 10^5$ Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H <sub>2</sub> O [4°C]
	= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	1 Psi	= 0.068 95 bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H <sub>2</sub> O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m H <sub>2</sub> O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
<b>Specific energy</b>			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= $2.98907 \times 10^{-3}$ kJ/kg
			= $1.28507 \times 10^{-3}$ Btu/lbm

## Lampiran 2. Tabel Faktor Koreksi *Belt*

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 100%		
	Motor AC (momen normal, sangkar baging sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin(lebih dari 7,5 kW), mesin torak , peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan, mesin perajang singkong dan sejenisnya.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu, mesin perajang rumput dan akar, dan sejenisnya.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

(Sumber : Sularso, 2004 : 165)

### Lampiran 3. Diagram Pemilihan V-Belt



Sumber: Sularso, 1974:164



**Lampiran 4.** Tabel Dimensi *V-Belt*

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L Mm
	b mm	h mm	A cm <sup>2</sup>	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

(Sumber: Dobrovolsky, 1985: 238)

**Lampiran 5.** Tabel Dimensi dan Bahan Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width $b$ in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness $h$ in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kgf/cm <sup>2</sup>	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm <sup>2</sup>	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio $D_{min}/h$ recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kgf/dm <sup>3</sup>	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constanta $a$	29	25	21	18	23	21
$w$ (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, $E_b$ in kgf/cm <sup>2</sup>	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

(Sumber: Dobrovolsky, 1985:214)

**Lampiran 6.** Tabel Nilai untuk Faktor Bentuk Lewis

No. at Teeth	Load at Tips				Load Near Midle			
	14,5 degFD		20 degFD		14,5 degFD		20 degFD	
	Y	Y	Y	Y	Y	y	Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064				
11	0.192	0.061	0.226	0.072				
12	0.210	0.067	0.246	0.076	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.246	0.083	0.377	0.120	0.433	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.509	0.162	0.572	0.183
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.100	0.348	0.111	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.101	0.352	0.112	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.544	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.553	0.176	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.570	0.182	0.658	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.579	0.184	0.678	0.214
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.603	0.192	0.713	0.227

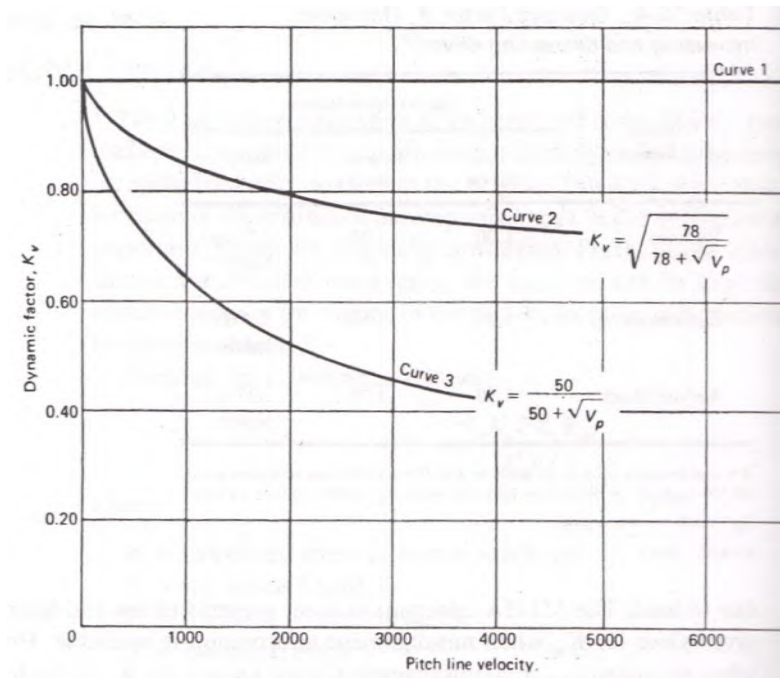
(Deutschman A: 1983 : 548-550)

**Lampiran 7.** Tabel Faktor Koreksi Distribusi Beban,  $K_m$ 

Conditin of Support	Face Width (b)							
	2 in face and under		6 in face		9 in face		16 in Face and under	
	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical
Accurate mounting, low bearing clearance minimum elastic deflection precision gear	1.3	1.2	1.4	1.3	1.5	1.4	1.8	1.7
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across full face	1.6	1.5	1.7	1.6	1.8	1.7	2.0	2.0
Accuracy and mounting such that less full face contact exists	Over 2,0							

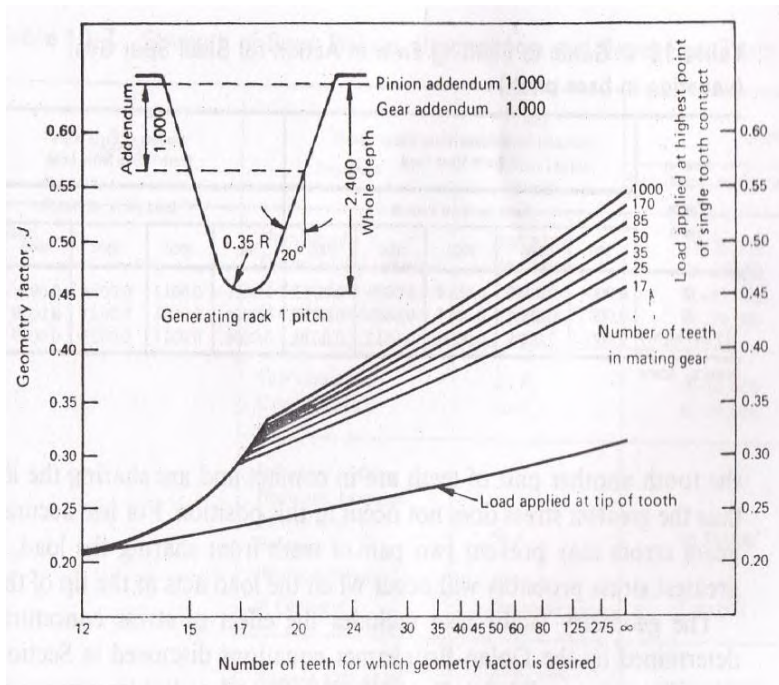
(Deutschman A: 1983 : 555)

### Lampiran 8. Curve Faktor Dinamis ( $K_v$ )



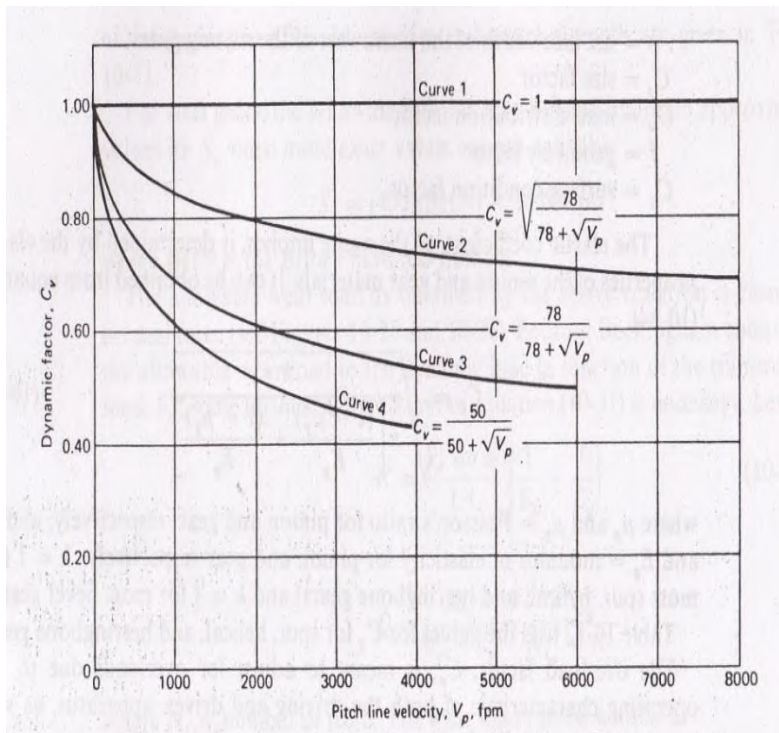
Sumber: Deutchman A, 1975: 556

**Lampiran 9. Kurva faktor geometris ( $J$ ), sudut kontak  $20^\circ$**



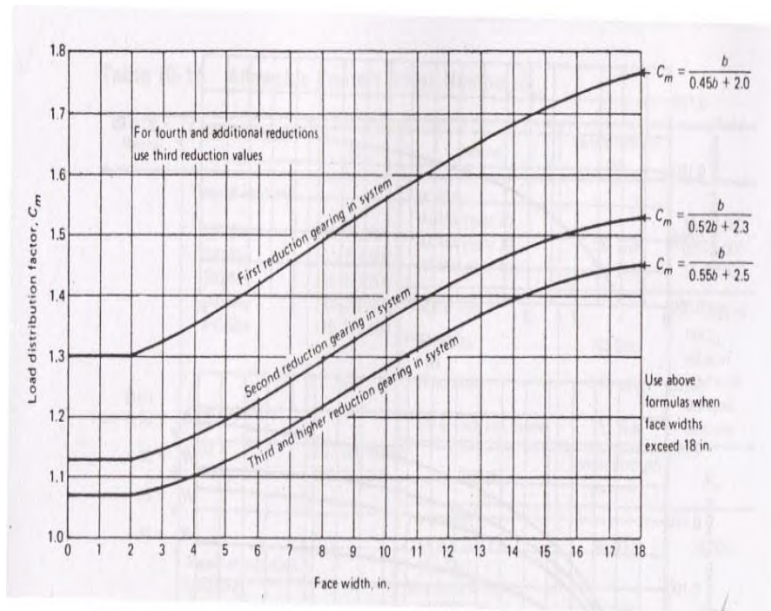
Sumber: Deutchman A, 1975:557

**Lampiran 10. Kurva Faktor Beban Dinamis,  $C_v$**



Sumber: Deutchman A, 1975:570

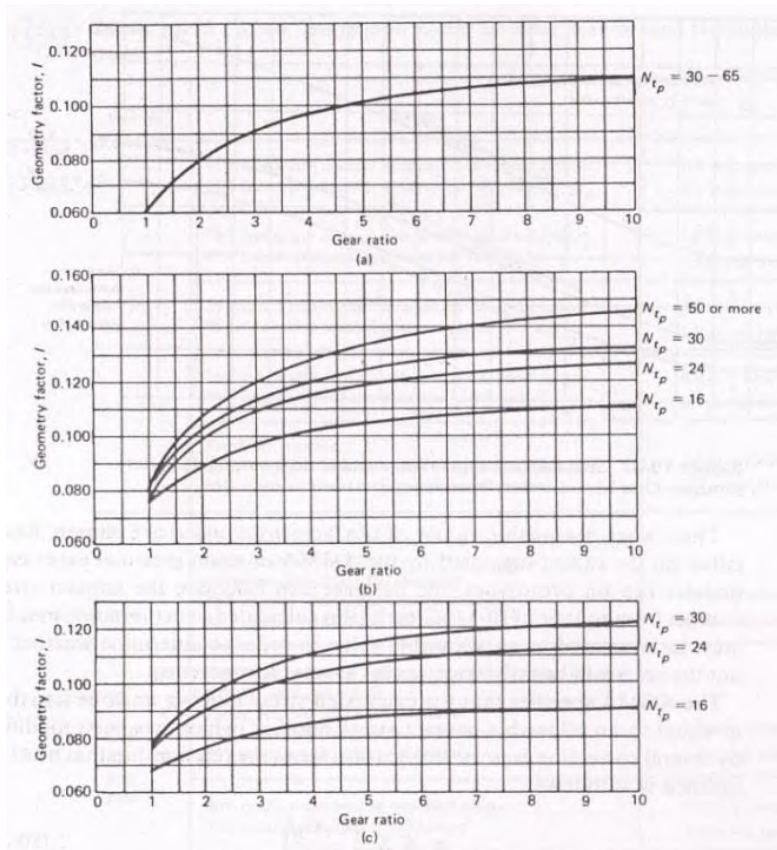
# Lampiran 11. Grafik Faktor $C_m$ , Spur And Helical Gear



Sumber: Deutchman A, 1975:575

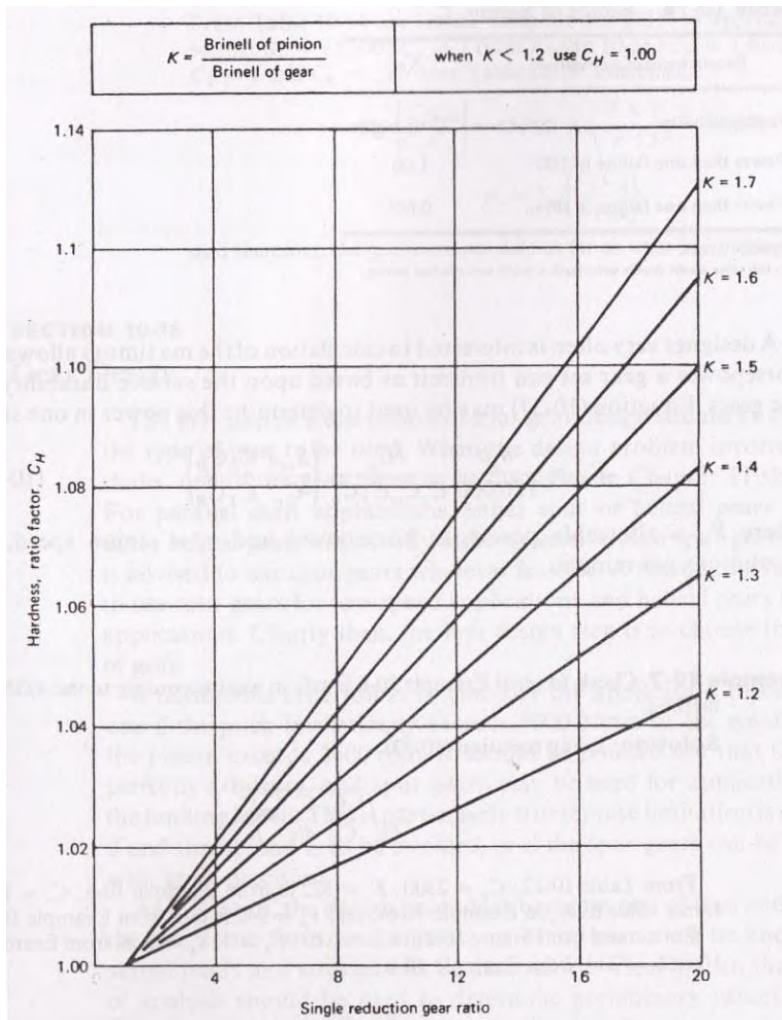


## Lampiran 12. Grafik Faktor Geometri, $I$ Untuk External Spur Gear



Sumber: Deutchman A, 1975:576

### Lampiran 13. Faktor Perbandingan Kekerasan, $C_H$

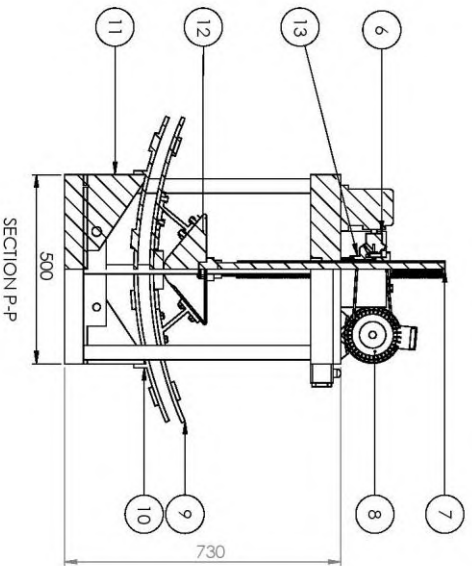
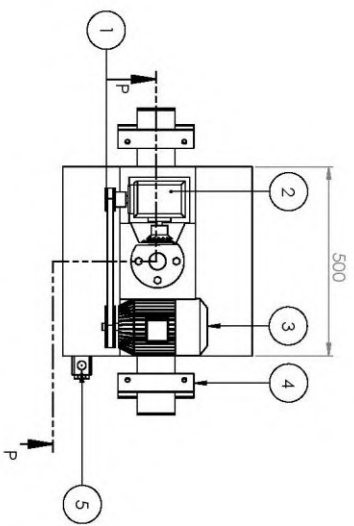


Sumber: Deutchman A, 1975:579

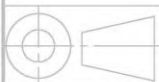
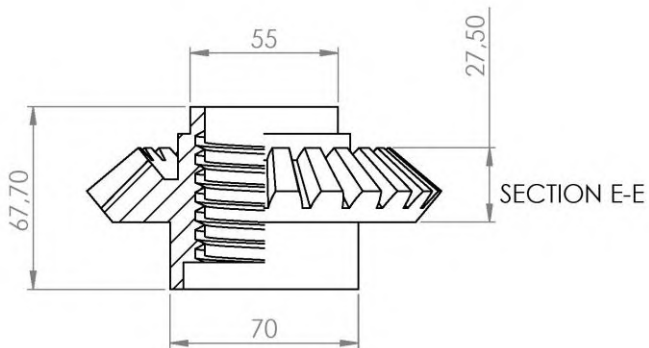
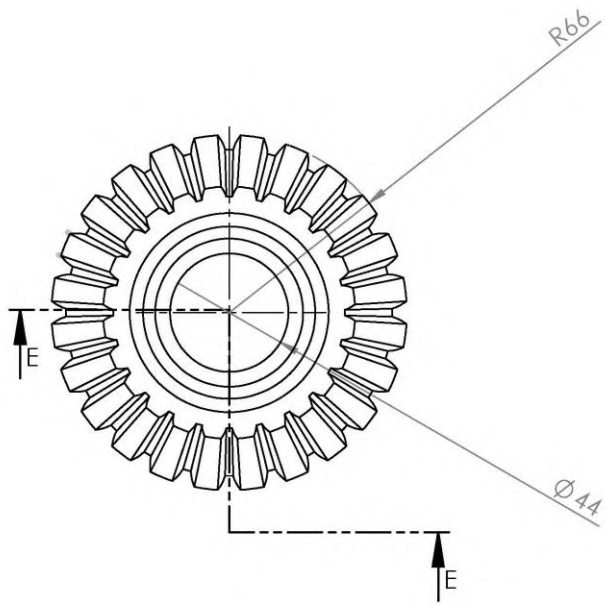
#### Lampiran 14. Kekuatan Bahan Bevel Gear

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan Tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Baja Karbon Konstruksi Mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	Idem	52	
	S40C	Idem	55	
	S45C	Idem	58	
	S50C	Idem	62	
	S55C	idem	66	
Batang Baja yang difinis Dingin	S35C-D		53	Dtarik dingin, digerinda, dibubut atau gabungan hal-hal tsb
	S45C-D		60	
	S55C-D		72	

(Sumber: sularso, 1978)



13	RING GEAR	Ø 132 (DIAMETER LUAR)	1
12	PUNCH		1
11	PENUMPUN		1
10	MATRAS BAWAH	KEJENGKUNGAN R1000	1
9	MATRAS ATAS	KEJENGKUNGAN R1000	1
8	PULLEY DI MOTOR	Ø 4 (INCH)	1
7	POWERSCREW	SQUARE THREADS	1
6	PINION GEAR	Ø 66 (DIAMETER LUAR)	1
5	CAM STARTER		1
4	CLAMP	PLAT 300x50x10	8
3	MOTOR AC	1 HP	1
2	GEARBOX	1:50	1
1	PULLEY DI GEARBOX	Ø 2 (INCH)	1
NO.	NAMA PART	SPESEKASI	QTY
SKALA: 1:10 UKURAN:MM TANGGAL:22-02-16			
D3 TEKNIK MESIN		DIGAMBAR:RIKY DAN SRI	PERINGATAN
MESIN BENDING KAYU PINUS		NRP:2113039025 & 2113039010	
		DILIHATIR: SUHARTO,ANTO, M.I	
			A3



SKALA: 1:2

UKURAN:MM

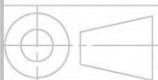
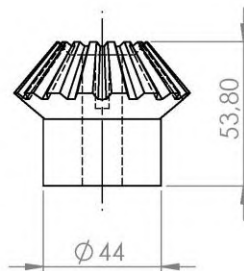
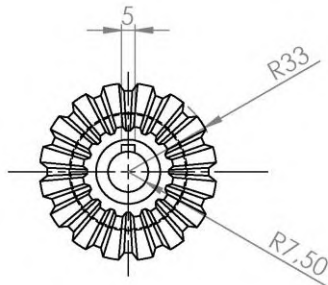
TANGGAL:22-02-16

DIGAMBAR:RIZKY & SRI

NRP:2113039025 & 2113039010

DILIHAT:IR. SUHARIYANTO, M.T

PERINGATAN



SKALA: 1:5

UKURAN:MM

TANGGAL:22-02-16

DIGAMBAR:RIZKY & SRI

NRP:2113039025 & 2113039010

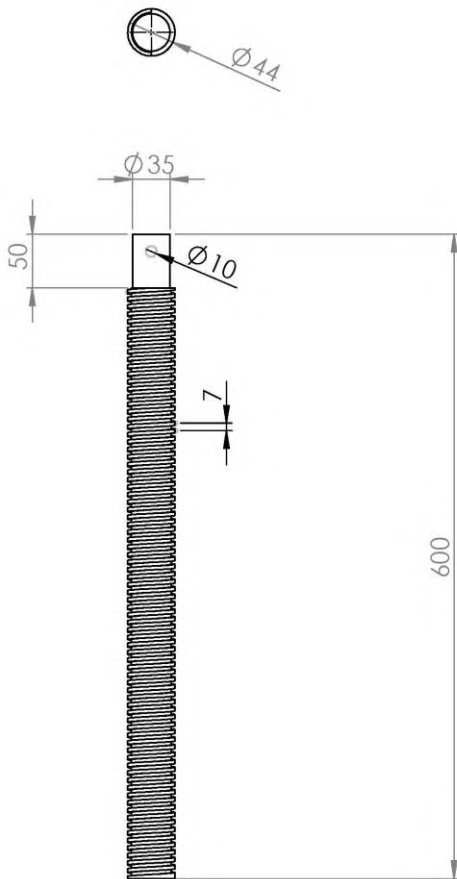
DILIHAT:IR. SUHARIYANTO, M.T

PERINGATAN

D3 TEKNIK MESIN

PINION GEAR

A4



SKALA: 1:5

UKURAN:MM

TANGGAL:22-02-16

DIGAMBAR:RIZKY & SRI

NRP:2113039025 & 2113039010

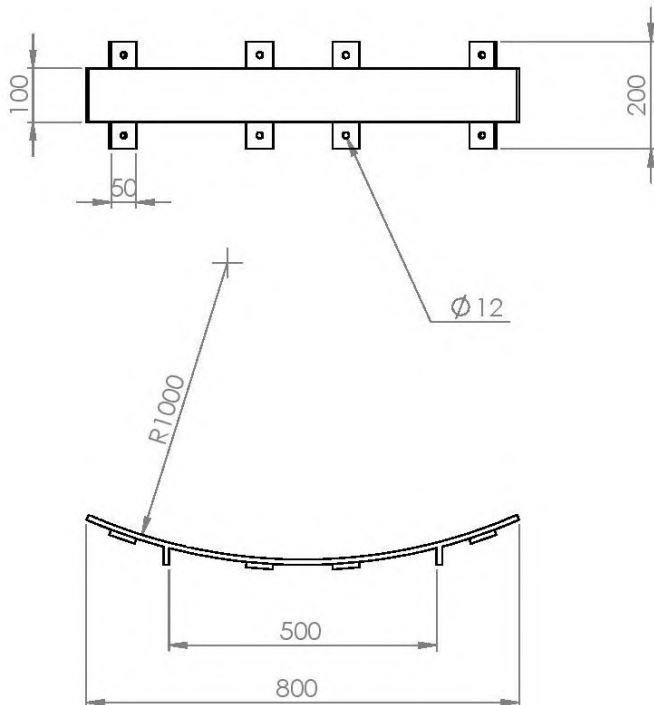
DILIHAT:IR. SUHARIYANTO, M.T

PERINGATAN

D3 TEKNIK MESIN

POWERSCREW

A4



SKALA: 1:5

UKURAN:MM

TANGGAL:22-02-16

DIGAMBAR:RIZKY & SRI

NRP:2113039025 & 2113039010

DILIHAT:IR. SUHARIYANTO, M.T

PERINGATAN

D3 TEKNIK MESIN

MATRAS BAWAH

A4



## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari perhitungan dan perencanaan pada “Rancang Bangun Mesin *Bending* Kayu”, diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Hasil rancangan mesin berupa desain yang dapat dilihat pada lampiran 16.
2. Daya yang dibutuhkan sebesar 0,136 HP. Maka dari itu motor yang digunakan adalah motor AC dengan daya 1 HP putaran 2850 rpm serta menggunakan *gear box* dengan rasio 1:50 dengan Sistem transmisi sebagai berikut:
  - a. *Belt* dan *Pule* yang digunakan memiliki diameter 102 mm (pada motor AC) dan 51 mm (pada *gearbox*) dengan belt tipe A panjang 900 mm.
  - b. *Bevel Gear* yang digunakan memiliki diameter 16,256 mm (pada *gearbox*) dan 32,512 mm (pada *power screw*) dengan bahan S 45 C
  - c. Ulir Penggerak atau *Power Screw* yang digunakan yang digunakan pada alat adalah bahan ST 37 dengan diameter 44 mm dan panjang 550 mm.
3. Hasil percobaan mesin *bending* kayu :

Diperlukan waktu 19,7 detik untuk proses *bending* kayu, 35,6 detik untuk proses clamping dan untuk proses pemindahan serta pengambilan matras membutuhkan waktu 34,2 detik. Sehingga waktu total yang dibutuhkan untuk *bending* satu kayu adalah 89,5 detik.

#### **5.2 Saran**

1. Pada kontruksi sebaiknya *frame* atau rangka mesin dibuat lebih presisi, agar pada proses kerja mesin akan lebih berkualitas hasilnya.

2. Kecepatan putaran penggerak sebaiknya dapat diatur oleh operator agar mampu atau sesuai dengan hasil yang diinginkan.

## DAFTAR PUSTAKA

- Sularso, Kiyokatsu Suga. 2004. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 11, PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- G. Niemann, Anton Budiman, Dipl. Ing, Bambang Priambodo. 1999. *Elemen mesin Jilid I, Desain dan kalkulasi dari sambungan, Bantalan dan Poros*, Edisi kedua, Jakarta.
- Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co, Inc.
- Dobrovolsky, V. 1985. *Machine Elements 2<sup>nd</sup> Edition*. Moscow : Peace.
- Kalpakjian, Schmid, 2009. *Manufacturing Engineering And Technology, Sixth Edition*, Addison Wesley.
- Robert L. Mott, 2009. *Elemen-Elemen Mesin Dalam Perancangan Mekanis, edisi pertama*, University Of Dayton
- Schey, John A., 2000. *Introduction to Manufacturing Processes*. McGraw-Hill. New York.
- Aleinikovas, M. and Grigaliūnas, J. 2006. "Differences of Pine (*Pinus sylvestris* L.) Wood Physical and Mechanical Properties from Different Forest Site Types in Lithuania". *Baltic Forestry*, 12 (1): 9–13.

## **BIODATA PENULIS**



Penulis bernama lengkap Sri wahyuni dilahirkan dari keluarga sederhana di Lamongan, 6 September 1994, merupakan anak kedua dari dua bersaudara pasangan Bapak Darisan dan Ibu Samini yang beralamat di Dusun Kendayaan Desa Wedoro, Kecamatan Sukorame, Kabupaten Lamongan. Pendidikan formal pertama adalah SDN Wedoro Lamongan, SMPN 1 Sukorame Lamongan, dan SMAN Ploso Jombang. Kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur melalui seleksi ujian masuk D-3 pada tahun 2013 dan terdaftar dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2113039010.

Di jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur. Penulis dikenal aktif mengikuti kegiatan Program Kreativitas Mahasiswa ITS pada tahun 2013, 2014 dan 2015. Penulis sempat merasakan magang di PT. Karya Tugas Anda Pasuruan sebagai Pengawas K3 di plan 2 bagian persiapan dan proses pembuatan. Selain itu, ketertarikan penulis terhadap dunia manufaktur mendorongnya berperan aktif untuk menerapkan keterampilannya di dalam maupun di luar kampus, yang disumbangkan dengan peran aktif di Organisasi Forum Komunikasi M3NER-ITS 2013-2016 sebagai anggota.

## BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Rizky Dwi Cahya dilahirkan dari keluarga sederhana di Gresik, 22 Juni 1995 merupakan anak kedua dari dua bersaudara pasangan Bapak Arifin Susanto dan Ibu Linah yang beralamat di Dusun Gridi, Desa Pacuh, Kecamatan Balongpanggang, Kabupaten Gresik. Pendidikan formal pertama adalah MI Hidayatul Ulum I, SMPN 1 Balongpanggang, dan SMAN 1 Cerme.

Kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur melalui seleksi ujian masuk D-3 pada tahun 2013 dan terdaftar dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2113039025.

Di jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur. Penulis dikenal aktif mengikuti kegiatan Program Kreativitas Mahasiswa ITS pada tahun 2014 dan 2015. Penulis sempat merasakan magang di PT. PAL Indonesia (PERSERO) untuk mengamati sistem perawatan di Divisi Kapal Niaga (DKN). Selain itu, ketertarikan penulis terhadap dunia manufaktur mendorongnya berperan aktif untuk menerapkan keterampilannya di dalam maupun di luar kampus, yang disumbangkan dengan peran aktif di Organisasi Forum Komunikasi M3NER-ITS 2014-2016 sebagai anggota dan staf inti.